

# Trabajo Fin de Máster

Diseño de una plataforma de cinemática paralela y  
fabricación de uno de sus actuadores

MEMORIA 1/2

Autor

Javier Moranchel Marqueta

Directores

José Antonio Albajez

José Ignacio Artigas

Escuela de Ingeniería y Arquitectura. Universidad de Zaragoza

2013

***Diseño de una plataforma de cinemática paralela y fabricación de uno de sus actuadores***

## **Agradecimientos**

---

*Me gustaría agradecer la ayuda prestada a mis directores José Ignacio Artigas y José Antonio Albáñez, por estar presentes cuando los he necesitado y por haberme atendido a todas las dudas surgidas a lo largo del desarrollo del proyecto. Por otro lado, no me puedo olvidar de Ismael Asensio: el responsable de que la fabricación del prototipo haya salido adelante, por toda su colaboración prestada y por la transmisión tan efectiva de sus conocimientos de diseño y de su experiencia.*

Por último querría dedicar este trabajo a mi familia, y en especial a mi novia, por estar siempre presentes, por haberme “aguantado” mis quebraderos de cabeza y por todo el apoyo prestado

***Diseño de una plataforma de cinemática paralela y fabricación de uno de sus actuadores***

## **RESUMEN**

---

El presente Trabajo Fin de Máster (TFM) se enmarca dentro del ámbito de un proyecto de investigación financiado por el Gobierno de Aragón con nombre “Desarrollo de una plataforma avanzada de hipoterapia y estudio de su beneficio terapéutico” y concedido al Grupo de Investigación TECNODISCAP, perteneciente al instituto de investigación I3A (Instituto de Investigación de Ingeniería de Aragón) de la Universidad de Zaragoza en colaboración con un equipo de profesionales fisioterapeutas de la Asociación AIDIMO.

**El objeto principal del presente TFM será el diseño y modelado de una plataforma de cinemática paralela de tipo Gough Stewart para la emulación del movimiento del caballo. Asimismo, también será parte del alcance de este trabajo el diseño, fabricación y ensayo de uno de los actuadores mecánicos que formarán parte de dicha plataforma de cinemática paralela.**

Para el modelado de la plataforma de movimiento, se utilizarán como consignas los patrones de movimiento reales obtenidos de la caracterización del movimiento tridimensional de la base de la cruz del caballo, fruto de resultados de estudios previos realizados en el estado del arte, así como del análisis de movimiento de la marcha del animal durante el “paso”.

Los principales pasos seguidos para la elaboración del presente TFM han sido los siguientes:

(1) Búsqueda de soluciones y alternativas de sistemas mecánicos en el estado del arte para la emulación del movimiento, (2) diseño conceptual de la plataforma de movimiento con la elección de la configuración geométrica deseada, (3) modelado en Matlab de la misma, (4) diseño y desarrollo de la plataforma, incluyendo todos los elementos mecánicos necesarios, (5) fabricación de uno de los actuadores incluyendo el montaje de sus elementos, y (6) realización de ensayos de dicho actuador.

*Diseño de una plataforma de cinemática paralela y fabricación de uno de sus actuadores***INDICE**

<b>INDICE DE FIGURAS</b>	<b>5</b>
<b>INDICE DE TABLAS</b>	<b>7</b>
<b>1 Introducción</b>	<b>8</b>
1.1 Necesidad	10
1.2 Definición y alcance del proyecto	11
1.3 Estructura de la memoria	13
<b>2 Sistema mecánico para la emulación del movimiento</b>	<b>14</b>
2.1 Caracterización del movimiento	14
2.2 Estado del arte de plataformas de cinemática paralela de 6 grados de libertad	17
<b>3 Diseño y desarrollo de la plataforma en MATLAB</b>	<b>21</b>
3.1 Estudio de las alternativas	21
3.2 Diseño conceptual de la plataforma	21
3.3 Modelo de la plataforma en MATLAB	24
<b>4 Diseño de los actuadores</b>	<b>30</b>
4.1 Tipos de actuadores contemplados	30
4.2 Opciones contempladas dentro de los actuadores electromecánicos	31
4.3 Diseño del actuador electromecánico	32
4.4 Ensayos del actuador electromecánico	39
4.5 Prototipo de actuador con husillo a bolas	40
<b>5 Fabricación y montaje del actuador</b>	<b>44</b>
5.1 Fabricación	44
5.2 Montaje del actuador	45
<b>6 Ensayos realizados</b>	<b>49</b>
<b>7 Conclusiones y trabajo futuro</b>	<b>52</b>
<b>8 Bibliografía</b>	<b>54</b>

**Diseño de una plataforma de cinemática paralela y fabricación de uno de sus actuadores****INDICE DE FIGURAS**

Figura 1-1 Tratamiento de la hipoterapia con personas con discapacidad intelectual	8
Figura 2-1 Movimientos de giro del caballo	14
Figura 2-2 Movimientos en el paso normal del caballo $(x,y,z)^{13}$	15
Figura 2-3 Movimientos en el paso normal del caballo $(R_x,R_y,R_z)^{13}$	15
Figura 2-4 Aproximación del movimiento del paso del caballo	16
Figura 2-5 Caballo Karakuri	18
Figura 2-6 Tecnología Joba de la casa PANASONIC	18
Figura 2-7 Estructura basada en tirantes	19
Figura 2-8 Plataforma de Stewart (1965) y plataforma de Gough (1949)	19
Figura 2-9 Plataformas Stewart con pares de traslación y con pares de rotación	20
Figura 2-10 Distintas geometrías de plataformas Stewart según disposición de los apoyos	20
Figura 3-1 Montaje con pares de unión entre brazos	22
Figura 3-2 Hexápodo de brazos telescópicos	22
Figura 3-3 Hexápodo de apoyos deslizantes	22
Figura 3-4 Uniones tipo cardan en las dos bases	24
Figura 3-5 Uniones tipo rótula en las dos bases	24
Figura 3-6 Uniones cardan en la base fija y rótulas en la base móvil	24
Figura 3-7 Geometría de la plataforma en Matlab	26
Figura 3-8 Vector que define cada actuador	26
Figura 3-9 Modelo de la plataforma en SimMechanics	26
Figura 3-10 Modelo de uno de los actuadores en SimMechanics (Matlab)	27
Figura 3-11 Representación geométrica del modelo en SimMechanics (Matlab)	29
Figura 4-1 Cuerpo de la camisa	32
Figura 4-2 Cuerpo del vástago	32
Figura 4-3 Tuerca EFM TR15x3	33
Figura 4-4 Rosca de un husillo	34
Figura 4-5 Fuerza de pandeo en husillos	36
Figura 4-6 Motor de accionamiento ELMEQ GR63x55	36
Figura 4-7 Acoplamiento elástico	37
Figura 4-8 Encoder incremental rotativo HEDS-5645	38
Figura 4-9 Sensores Hall de los finales de carrera montados en la camisa del actuador	39
Figura 4-10 Tarjeta Nexys 2 para el control del actuador	39
Figura 4-11 Banco de ensayos del prototipo	40
Figura 4-12 Ensayo del actuador	40
Figura 4-13 Velocidad crítica de rotación en husillos a bolas	41
Figura 4-14 Freno para el motor GR63x55	42
Figura 4-15 Actuador electromecánico con husillo a bolas	43
Figura 5-1 Elementos del actuador fabricados en el taller	44
Figura 5-2 Modelo a escala de la plataforma	45
Figura 5-3 Ensamblaje del conjunto del vástago	45
Figura 5-4 Montaje del encoder en el motor	45
Figura 5-5 Montaje del acoplamiento para el apoyo de la camisa	46
Figura 5-6 Montaje del acoplamiento elástico	46
Figura 5-7 Conjunto del husillo	46
Figura 5-8 Montaje del conjunto del husillo en el motor	47
Figura 5-9 Montaje del vástago en el conjunto del husillo	47

**Diseño de una plataforma de cinemática paralela y fabricación de uno de sus actuadores**

Figura 5-10 Montaje del conjunto de la camisa	47
Figura 5-11 Montaje de la chaveta sobre la camisa	48
Figura 5-12 Actuador montado	48
Figura 6-1 Ensayos realizados con carga y sin carga (e20-200-400)	50
Figura 6-2 Ensayos realizados con carga y sin carga (50-30-400)	51

**Diseño de una plataforma de cinemática paralela y fabricación de uno de sus actuadores****INDICE DE TABLAS**

---

Tabla 1 Características de actuadores lineales comerciales (COTRANSA y TECNOPOWER)	31
Tabla 2 Datos de la tuerca EFM	33
Tabla 3 Características del encoder HEDS-5645 de AVAGO TECHNOLOGIES	38
Tabla 4 Errores cometidos en ensayos sin carga con entrada sinusoidal	50
Tabla 5 Errores cometidos en ensayos con carga con entrada sinusoidal	50
Tabla 6 Errores cometidos en ensayos sin carga con entrada de escalón	50
Tabla 7 Errores cometidos en ensayos con carga con entrada de escalón	50

**Diseño de una plataforma de cinemática paralela y fabricación de uno de sus actuadores**

## 1 Introducción

La hipoterapia es una estrategia de tratamiento físico en la cual el movimiento de un caballo se usa para mejorar la postura, el equilibrio y la función general de personas con o sin problemas motrices. Se utiliza desde la década de los 60 en Europa y desde mediados de los 70 en EEUU en el tratamiento de la parálisis cerebral así como para otras patologías neurológicas como son la esclerosis múltiple, el TCE, el retraso psicomotriz, las distrofias musculares y los problemas sensoriales (Figura 1-1). Su razón está basada en teorías actuales sobre el desarrollo y control motor y sobre principios de tratamiento neurofisiológico.



**Figura 1-1 Tratamiento de la hipoterapia con personas con discapacidad intelectual**

Revisando el estado del arte, se observa que la Hipoterapia interviene en distintos factores tanto fisiológicos como psicológicos. La monta a caballo repercute sobre diversos aspectos fisiológicos:

- Influye en la postura del cuerpo<sup>1</sup>, y en el sistema nervioso central<sup>2</sup>.
- La vibración y el ritmo durante la monta actúa directamente sobre el sistema muscular, mejorando el tono muscular.
- Favorece la absorción de la insulina al realizar ejercicios musculares, con lo que se regula el metabolismo de la glucosa<sup>3</sup>, obteniéndose efectos beneficiosos en personas diabéticas.
- Paralelamente, se han observado también cambios favorables en la personalidad del individuo, dotándole de mayor seguridad y confianza después del tratamiento.

Se han publicado diferentes estudios de investigación<sup>4,5,6</sup> en el que se muestran los efectos beneficiosos de la hipoterapia en pacientes con lesiones del sistema nervioso central, sobre todo en personas con parálisis cerebral. Los principales estudios realizados se basan en que el paso del caballo proporciona un patrón preciso, rítmico y repetitivo de movimiento, similar a la mecánica normal del paso humano. Por lo tanto, al paciente cuya discapacidad ha impedido el desarrollo de un patrón de marcha rítmico, se le trata para:

- Adquirir aspectos recíprocos de movimiento.



***Diseño de una plataforma de cinemática paralela y fabricación de uno de sus actuadores***

- Mejorar el control postural a través de la estimulación de reacciones de equilibrio normales y de estímulos repetitivos para una coordinación postural durante la sesión de hipoterapia.

Como se ha dicho anteriormente, el principal beneficio del tratamiento mediante hipoterapia se consigue del movimiento cíclico y continuo del paso del caballo. Al respecto, se han realizado distintas aproximaciones al tratamiento mediante la emulación de dicho movimiento con sistemas mecánicos alternativos<sup>7,8,9</sup>. Entre dichos sistemas mecánicos alternativos, uno de los más usados para la emulación del movimiento consiste en las plataformas de cinemática paralela tipo Stewart<sup>10,11</sup>, que se detallarán en capítulos posteriores.

En el presente proyecto, **se va a diseñar y modelar una plataforma de cinemática paralela de tipo Gough Stewart para la emulación del movimiento del caballo, así como se va a diseñar, fabricar y realizar el ensayo de uno de los actuadores mecánicos que forman parte de la plataforma de cinemática paralela.**

Este proyecto se enmarca dentro del proyecto de ámbito regional “Desarrollo de una plataforma avanzada de hipoterapia y estudio de su beneficio terapéutico”. Dicho proyecto ha sido realizado por el Grupo de Investigación TECNODISCAP, perteneciente al grupo I3A (Instituto de Investigación de Ingeniería de Aragón) de la Universidad de Zaragoza, con la colaboración de un equipo de profesionales fisioterapeutas de la Asociación AIDIMO. La financiación del mismo ha sido llevada a cabo por el Gobierno de Aragón.

***Diseño de una plataforma de cinemática paralela y fabricación de uno de sus actuadores***

**1.1 Necesidad**

El tratamiento tradicional de la hipoterapia es una terapia de elevado coste económico y que recibe pocas ayudas y subvenciones para su ejecución. Uno de los motivos por el que hay tan pocas subvenciones en España es por la falta de información de su tratamiento, incluso entre los mismos profesionales del sector.

Por otro lado, se requiere de un gran espacio para el movimiento del paso del caballo. En España existen pocos sitios habilitados para el tratamiento, debido a los elevados costes derivados de las instalaciones, de la cría de los caballos; y a la falta de profesionales preparados para ello.

En la mayoría de las instalaciones existentes en España, la actividad se realiza al aire libre, por lo tanto la ejecución de dicha actividad depende directamente de las condiciones meteorológicas, siendo imposible realizarla si las condiciones meteorológicas no son las adecuadas.

A pesar de tomarse todas las precauciones necesarias, la terapia se realiza sobre un caballo por lo que montar en él puede implicar un riesgo. Estas terapias, exigen un personal altamente competente y especializado (fisioterapeuta o médico y un técnico en equitación) además de caballos con un carácter dócil que deben ser absolutamente seguros y muy obedientes.

Por lo tanto, se hace evidente presentar una solución alternativa, y a su vez complementaria al tratamiento actual, que no requiera de la presencia física del animal, que no dependa de las condiciones meteorológicas, que no requiera de grandes instalaciones, y que no supongan a la larga un elevado coste de instalación y mantenimiento del servicio, personal, etc.

**Diseño de una plataforma de cinemática paralela y fabricación de uno de sus actuadores****1.2 Definición y alcance del proyecto**

**En el presente proyecto se procederá a realizar el diseño, modelado y simulación del sistema de emulación de movimiento, consistente en una plataforma de cinemática paralela basada en una plataforma Gough Stewart. (Queda fuera del alcance de este proyecto la fabricación de dicha plataforma).**

**Así mismo, se va a diseñar, fabricar y realizar el ensayo de uno de los actuadores electromecánicos que formarán parte de la plataforma de movimiento.**

Para el estudio cinemático de la plataforma, se utilizarán como consignas los patrones de movimiento, derivados de la captura de movimiento de la base de la cruz del caballo, fruto de resultados de otros estudios previos realizados en el estado del arte, así como del análisis cinemático de la marcha del animal durante el “paso”<sup>12</sup>. Con dicha consigna se aplicará la cinemática inversa al sistema para conocer la posición y velocidad de cada uno de los actuadores que forman parte de la plataforma.

**El diseño de la plataforma y, por ende, de los actuadores, vendrá impuesto por los resultados de la simulación del movimiento y deberá satisfacer:**

- **Las características cinemáticas y dinámicas** derivadas de dicho patrón de movimiento.
- **Los requisitos estructurales** tales como ser resistente, rígido y estable ante vibraciones, fuerzas exteriores, etc.
- **La condición de ser un diseño modular**, que se pueda **regular tanto la altura como el grado de apertura de las piernas en el asiento**.

Los principales pasos que se seguirán para la elaboración del presente proyecto serán los siguientes:

- Búsqueda en el estado del arte de soluciones y alternativas de sistemas mecánicos para la emulación del movimiento.
- Diseño conceptual de la plataforma de movimiento:
  - o Modelización y simulación en Matlab de la plataforma.
  - o Modelización en CAD (Solid Edge) del diseño conceptual y simulación del movimiento.
- Diseño del actuador electromecánico a partir de las especificaciones procedentes de los resultados de la simulación.
  - o Alternativas exploradas.
  - o Evolución del diseño propuesto.
  - o Elección de componentes comerciales.

***Diseño de una plataforma de cinemática paralela y fabricación de uno de sus actuadores***

- Fabricación del actuador electromecánico.
- Ensayos del actuador electromecánico.

***Diseño de una plataforma de cinemática paralela y fabricación de uno de sus actuadores***

### **1.3 Estructura de la memoria**

La presente memoria se va a estructurar en 7 capítulos de forma similar a la descrita en la sección del “objeto y alcance del proyecto”:

- Introducción: se va a hablar del marco en el que se desarrolla el proyecto, de la necesidad de realización del mismo, y del objeto y alcance.
- Sistemas mecánicos para la emulación del movimiento: Se hablará del estudio en el que se basa la presente propuesta para la caracterización del movimiento del caballo; Estado del arte de sistemas mecánicos para la emulación del movimiento tridimensional del caballo, o similares.
- Diseño conceptual de la plataforma de movimiento, donde se hablará de todas las alternativas contempladas para el diseño de la plataforma, así como de las técnicas empleadas para la modelización de la plataforma en Solid Edge, y posteriormente de la cinemática de la misma en Matlab.
- Diseño de uno de los actuadores mecánicos que forman parte de la plataforma de movimiento. Se hablará de la evolución del diseño, de la selección de componentes comerciales para el prototipo final, etc.
- Fabricación y montaje del prototipo: se detallan los elementos que se fabricaron dentro del taller de Mecánica de Precisión de la Universidad de Zaragoza, así como todos los pasos para el montaje del actuador a partir de sus componentes.
- Ensayos del prototipo.
- Conclusiones y trabajo futuro: se exponen las conclusiones e impresiones surgidas tras acabar el proyecto, así como las tareas futuras que quedan por hacer en futuros proyectos.

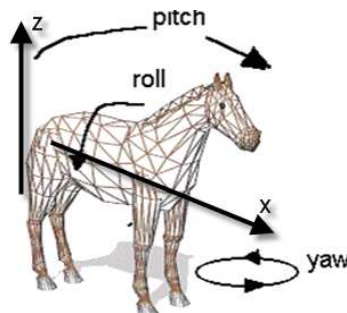
**Diseño de una plataforma de cinemática paralela y fabricación de uno de sus actuadores**

## 2 Sistema mecánico para la emulación del movimiento

En este capítulo se va a explicar brevemente el estudio en el que se basa la presente propuesta para la caracterización del movimiento del caballo, así como se va a exponer el estado del arte en sistemas mecánicos de cinemática paralela que emulan dicho movimiento.

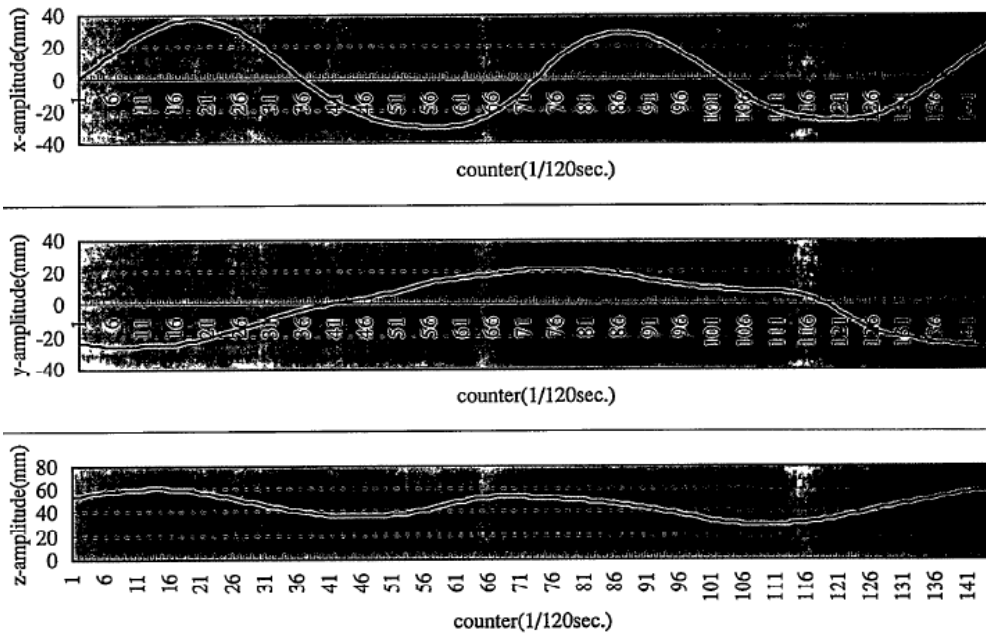
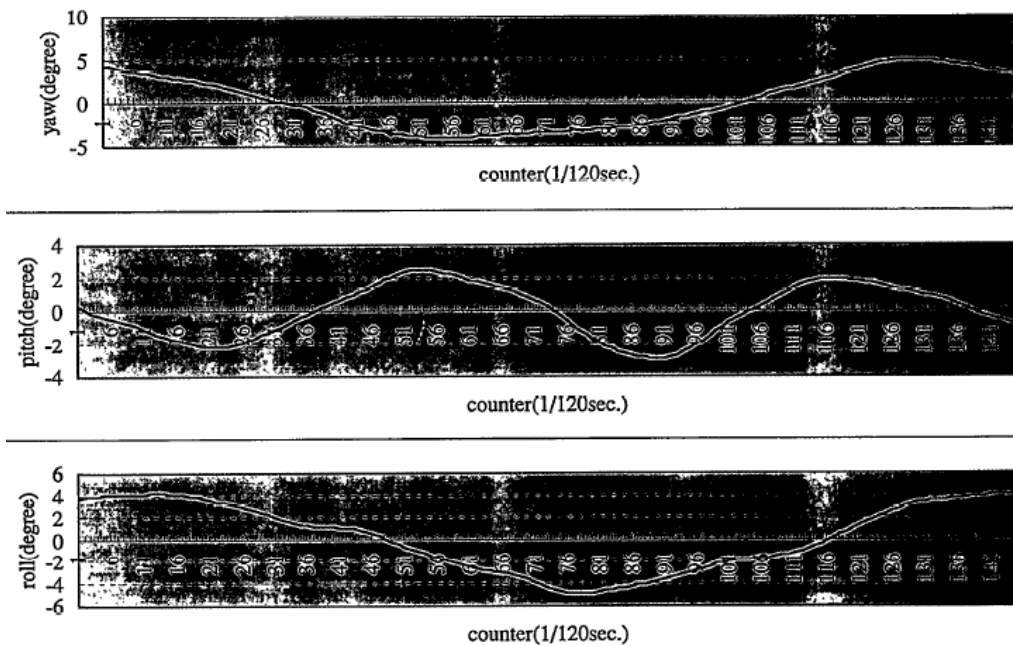
### 2.1 Caracterización del movimiento

Un paso previo al modelado cinemático del emulador era conocer el movimiento del caballo. Dicha caracterización se basó en estudios de investigación<sup>13</sup> acerca del movimiento tridimensional del cuerpo del caballo, que imprime en el cuerpo de quien lo monta desplazamientos del tórax y pelvis en los plano antero-posterior, vertical y lateral hacia ambos lados de 5 cm, una rotación hacia derecha e izquierda de 8°, y una vibración que asciende hacia el cerebro, vía columna vertebral, desde el coxis, con una frecuencia de aproximadamente 180 oscilaciones por minuto. En un caballo se definen los siguientes movimientos (Figura 2-1):



**Figura 2-1 Movimientos de giro del caballo**

Según el estudio en el que se basa la propuesta, el tiempo total del ciclo para el movimiento del paso del caballo es de 1.175 segundos. El tiempo de ciclo se obtiene del producto entre el número de muestreos efectuados en el estudio (141), y el periodo de muestreo (1/120 segundos). En ese tiempo de ciclo, se ejecutan los siguientes movimientos en x, y, z, Rx, Ry, Rz según las figuras (Figura 2-2 y Figura 2-3):

**Diseño de una plataforma de cinemática paralela y fabricación de uno de sus actuadores****Figura 2-2 Movimientos en el paso normal del caballo (x,y,z)<sup>13</sup>****Figura 2-3 Movimientos en el paso normal del caballo (Rx,Ry,Rz)<sup>13</sup>**

A partir de las gráficas de la figura anterior, se realizó en Excel una aproximación de los movimientos reales medidos en el estudio, en la que cada patrón de movimiento se definió mediante una función sinusoidal. De esta manera, se podrían fácilmente extraer los datos muestreados para la posterior modelización del movimiento de la plataforma en MATLAB. Las funciones sinusoidales de cada movimiento se muestran a continuación:

**Diseño de una plataforma de cinemática paralela y fabricación de uno de sus actuadores**

$$x = 40 \cdot \sin\left(\frac{2 \cdot \pi}{1.175} \cdot 2 \cdot t\right)$$

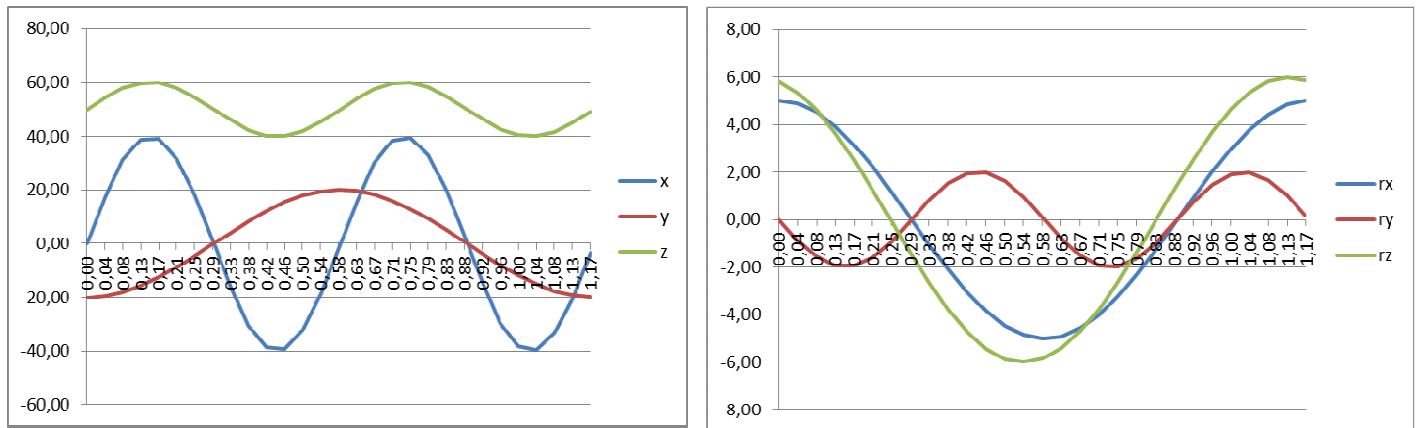
$$Rx = 5 \cdot \cos\left(\frac{2 \cdot \pi}{1.175} \cdot t\right)$$

$$y = -20 \cdot \cos\left(\frac{2 \cdot \pi}{1.175} \cdot t\right)$$

$$Ry = -2 \cdot \sin\left(\frac{2 \cdot \pi \cdot 2}{1.175 \cdot t} \cdot t\right)$$

$$z = 50 + 10 \cdot \sin\left(\frac{2 \cdot \pi \cdot 2}{1.175} \cdot t\right)$$

$$Rz = 6 \cdot \cos\left(\frac{2 \cdot \pi}{1.175} \cdot t + 0.25\right)$$

**Figura 2-4 Aproximación del movimiento del paso del caballo**



**Diseño de una plataforma de cinemática paralela y fabricación de uno de sus actuadores****2.2 Estado del arte de plataformas de cinemática paralela de 6 grados de libertad**

Los sistemas basados en cinemática paralela se caracterizan por ser sistemas de cadena cerrada, donde generalmente una base fija está unida a una base móvil por medio de varios brazos, con uno o más actuadores en cada uno de ellos.

En general, este tipo de mecanismos puede manipular cargas mayores que los sistemas en serie, porque la carga se reparte entre varios brazos<sup>14,15,16</sup>. Del mismo modo, la rigidez global es mayor que en los mecanismos en serie por lo dicho anteriormente, y porque en la mayoría de la veces, los brazos de dichos mecanismos trabajan principalmente a tracción y a compresión. Por otro lado, la precisión obtenida con este tipo de mecanismos es mayor que con los mecanismos en serie, ya que no hay un error acumulativo derivado de los errores de cada barra, desde la base hasta el efector final, como en el caso de los mecanismos en serie.

Sin embargo, al tratarse de cadenas cerradas, dichos lazos cerrados provocan dependencias entre parámetros y por lo tanto redundancias, de ahí que la cinemática directa en este tipo de mecanismos sea compleja de abarcar y sea más fácil de abordar la cinemática inversa. De este modo, planteándose la cinemática inversa, a partir de la variación de la posición del efector final, es muy fácil obtener la variación de la posición de las barras intermedias. Dicho planteamiento se abordará en el capítulo siguiente.

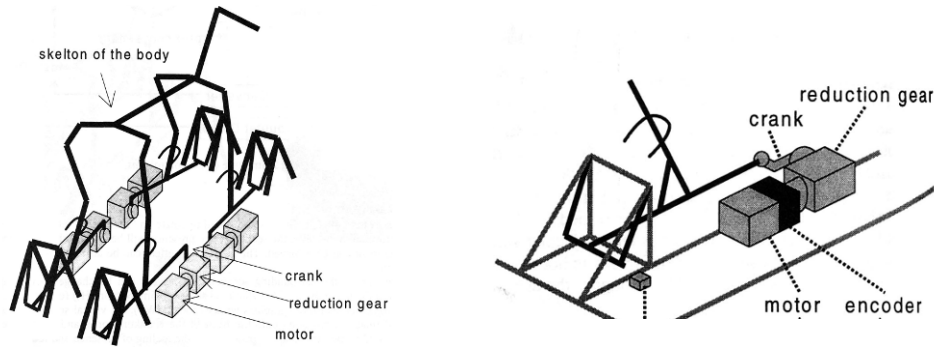
En la literatura se pueden encontrar distintos tipos de mecanismos basados en cinemática paralela para emular los movimientos de un caballo, donde el movimiento deseado se consigue por la actuación de varios brazos dependientes entre sí:

- Caballo Karakuri
- Tecnología “Joba”
- Arquitectura basada en tirantes
- Hexápodos y plataformas Gough-Stewart

**2.2.1 Estructura basada en la técnica Karakuri**

**Estructura Karakuri**<sup>17</sup>, ideada para transmitir la sensación fidedigna de “monta a caballo” y “trote” mediante la combinación de movimientos oscilantes de avance-retroceso y subida-bajada. Este mecanismo se basa en la tradición Karakuri, una técnica tradicional para la construcción de mecanismos y autómatas, originaria del siglo XVI y desarrollada en el siglo XVIII, donde los maestros artesanos construían dichos mecanismos, basándose en la observación directa de la naturaleza y del medio que les rodea, sin necesidad de realizar bocetos o cálculos para el diseño del mecanismo.

La estructura del caballo “Karakuri” consiste en un esqueleto, del que derivan cuatro patas, cada una de las cuales está formada por varios eslabones o barras que logran el movimiento de la pata del caballo mediante la actuación de un cigüeñal que se encuentra unido al eje de un motor<sup>18</sup>.

**Diseño de una plataforma de cinemática paralela y fabricación de uno de sus actuadores****Figura 2-5 Caballo Karakuri**

En general este tipo de estructuras está más orientado a usos genéricos que buscan gran sensación de movimiento, en detrimento de un ajuste fino y preciso. Por otro lado, la particularidad de su funcionamiento permite un control poco flexible, ya que no presenta variedad de movimientos sobre los que actuar.

**2.2.2 Mecanismo basado en la tecnología “Joba”**

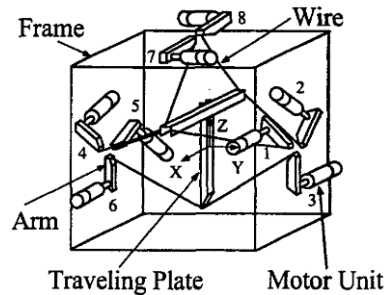
Tecnología con mecánica particularizada, como la desarrollada por la casa Matsushita (Panasonic) basada en el uso de excéntricas, levas y seguidores (solución ad-hoc). Esta marca ha desarrollado un producto comercial denominado “Joba” que asegura obtener los mismos efectos que con una plataforma Stewart. Es una arquitectura que posee una mecánica propia, de difícil acceso, en la que el grado de configuración del patrón de movimiento es muy bajo, ya que sólo se pueden seleccionar 3 programas distintos con 9 niveles distintos, en función del grupo muscular a trabajar<sup>19</sup>. Se han publicado numerosos artículos que evidencian la mejora de la absorción de la insulina y de la regulación de la glucosa en personas ancianas diabéticas<sup>20</sup>.

**Figura 2-6 Tecnología Joba de la casa PANASONIC****2.2.3 Arquitectura con tirantes**

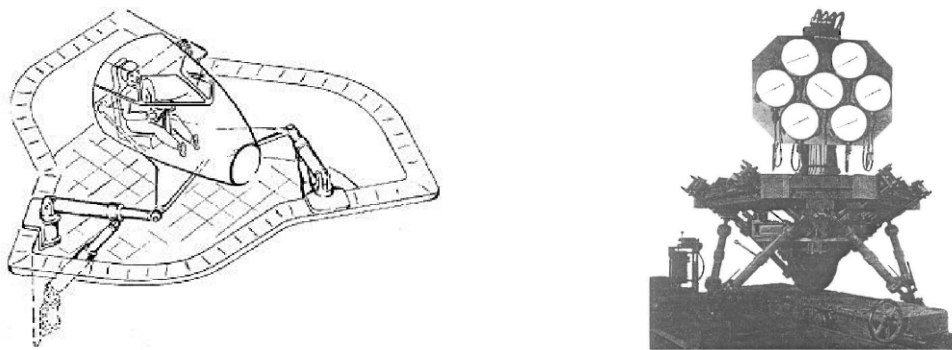
Estructura de cinemática paralela basada en una arquitectura con tirantes<sup>21</sup>: Básicamente consiste en una estructura metálica en forma de cubo, en cuyo centro se halla una plataforma sustentada por 8 tirantes o cables que puede moverse según los 6 grados de libertad. Dichos cables se encogen o estiran para mover la plataforma, según unos actuadores dispuestos en distintas posiciones. Existen múltiples configuraciones de los tirantes, hasta 17 posibilidades.

**Diseño de una plataforma de cinemática paralela y fabricación de uno de sus actuadores**

El fin que se pretende conseguir con este tipo de configuraciones es conseguir una mayor sensación de aceleración virtual que con los hexápodos convencionales, los cuales detallaremos a continuación.

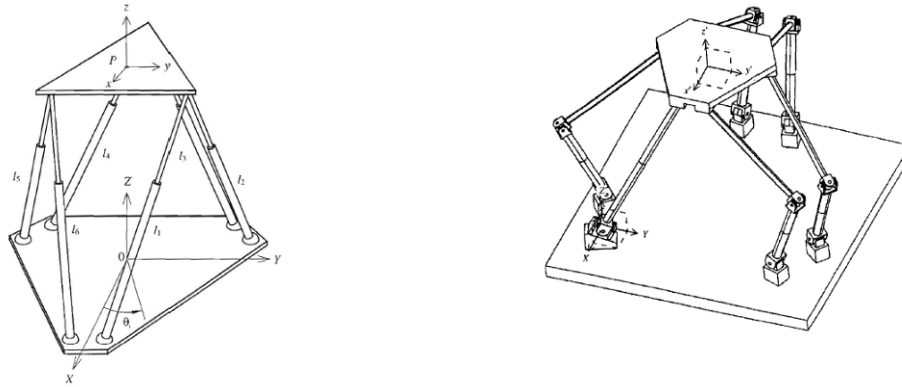
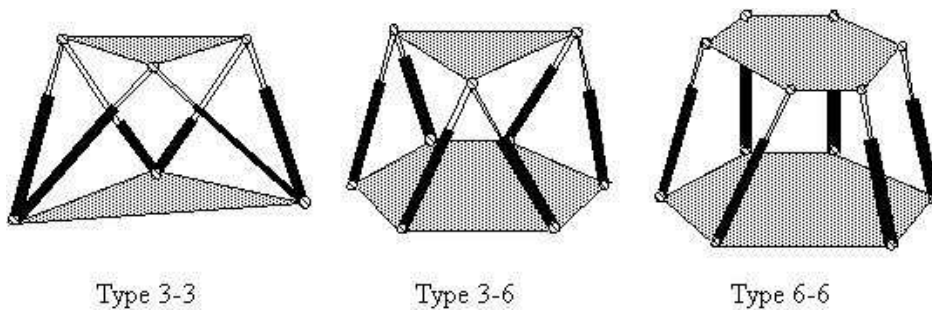


**Figura 2-7 Estructura basada en tirantes**

**2.2.4 Plataformas Gough-Stewart y hexápodos**

**Figura 2-8 Plataforma de Stewart (1965) y plataforma de Gough (1949)**

La configuración de la plataforma Stewart actual se basa en una base fija, unida a una base móvil mediante 6 brazos prismáticos con pares de traslación en cada uno de ellos, o 6 brazos con pares de rotación. Tanto la base fija como la móvil, se unen a los actuadores, bien mediante juntas universales, o mediante juntas esféricas. Según la disposición de los puntos de unión de la base móvil y fija a los actuadores, existen distintas configuraciones posibles<sup>22</sup>. Se suele hablar de geometrías 3-6, 6-3, o 6-6, según tengan 3 pares de unión en la base fija unidos a 6 puntos en la base móvil, 6 puntos de la base fija unidos a 3 pares en la base móvil, o 6 puntos en la base fija, unidos a 6 puntos en la base móvil.

**Diseño de una plataforma de cinemática paralela y fabricación de uno de sus actuadores****Figura 2-9 Plataformas Stewart con pares de traslación y con pares de rotación****Figura 2-10 Distintas geometrías de plataformas Stewart según disposición de los apoyos**

Como se ha mencionado anteriormente, la plataforma Stewart convencional se basa en una geometría donde los brazos son telescópicos, permitiendo el movimiento del plato móvil mediante la traslación o rotación de los brazos que unen las bases. Sin embargo, en la literatura se pueden encontrar otros tipos de configuraciones, donde los brazos que unen las dos bases tienen una longitud fija. Dichas configuraciones son descritas y expuestas en los anexos.

**Diseño de una plataforma de cinemática paralela y fabricación de uno de sus actuadores**

### 3 Diseño y desarrollo de la plataforma en MATLAB

Para construir el modelo de la plataforma en Matlab se necesita saber la configuración geométrica de la misma, el tipo de pares que va a tener, puesto que determinará el número de ejes de rotación y de traslación de cada uno de los actuadores. A continuación se detalla el proceso seguido para la construcción del modelo, desde el estudio de las alternativas para el diseño hasta la implementación del modelo en Matlab.

#### 3.1 Estudio de las alternativas

La alternativa basada en la estructura Karakuri se desestimó porque presenta una arquitectura demasiado cerrada sin posibilidad de variar el patrón de movimiento. Adicionalmente, la plataforma móvil supone un volumen de trabajo muy grande (volumen de un paralelepípedo del orden de 3000x1500x2000 mm).

Como ya se ha dicho anteriormente, la alternativa basada en la mecánica particularizada es de difícil acceso a su tecnología y de escasa configuración.

Por otro lado, la estructura basada en tirantes sólo busca conseguir una mayor sensación de aceleración, alejándose del objetivo de obtener beneficios terapéuticos. Otro motivo por el que se desestima esta opción es por presentar una gran complejidad llevar a cabo el montaje del bastidor con los actuadores y tirantes, así como por ocupar un gran volumen toda la estructura: la plataforma móvil se ubica en el interior de una estructura cúbica, que supone un volumen de trabajo muy grande (volumen de un cubo del orden de 2000x2000x2000 mm).

Por lo tanto, la opción elegida que más se adecúa a las necesidades del proyecto expuesto sería la basada en plataformas de cinemática paralela de tipo Stewart, con seis grados de libertad (tres de rotación y tres de traslación). De esta manera, se dota al emulador de mayor versatilidad, pudiéndolo utilizar para otras funciones.

#### 3.2 Diseño conceptual de la plataforma

La emulación del movimiento del caballo se consigue a través de una plataforma de cinemática paralela tipo Gough Stewart, consistente en una base fija, un plato móvil y una serie de actuadores que conectan la base fija al plato móvil. Sobre el plato móvil se colocará el asiento donde irá montada la persona que reciba el tratamiento.

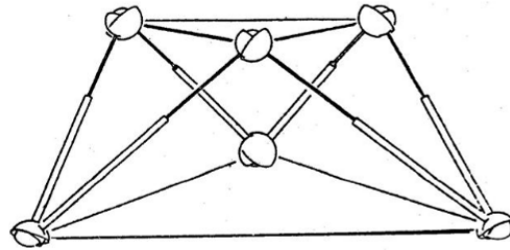
##### 3.2.1 Elección de la configuración geométrica de unión entre los brazos o actuadores

La elección respecto al tipo de plataforma según el número de pares de unión en cada brazo, 3-3, 3-6, 6-3, 6-6 vino determinada por la facilidad de fabricación y montaje posterior (queda fuera del alcance de este proyecto la fabricación de la plataforma íntegra). Todos los tipos de configuraciones donde intervenga un par de unión entre brazos suponen un montaje mucho más complejo, según se muestra en la siguiente figura<sup>23</sup>.

### **Diseño de una plataforma de cinemática paralela y fabricación de uno de sus actuadores**

Por otra parte, la capacidad de carga del tipo de configuración 3-3 y sus combinaciones posibles es menor que en la 6-6 por el tipo de montaje, y además presenta interferencias entre los brazos<sup>23</sup>.

De este modo, se seleccionó como configuración óptima por simplicidad en el montaje la configuración 6-6, es decir, los brazos se encuentran separados sin un par de unión común.

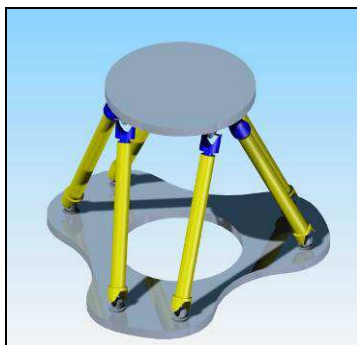


**Figura 3-1 Montaje con pares de unión entre brazos**

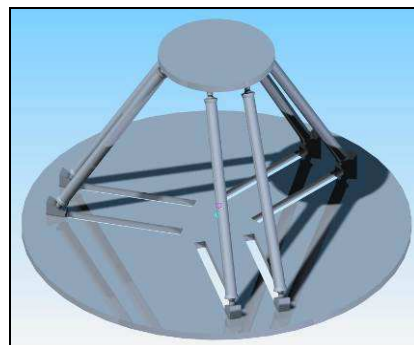
#### **3.2.2 Elección del tipo de configuración de los brazos**

Una vez elegida la solución del sistema mecánico a diseñar y la configuración 6-6, se plantearon y se dibujaron en Solid Edge las distintas posibilidades para la configuración 6-6 de la plataforma.

- **Plataforma con brazos telescópicos:** los apoyos de la base permanecen fijos y varía la longitud de los brazos telescópicos. La carga recae directamente sobre el vástago.
- **Plataforma con apoyos deslizantes y brazos de longitud fija:** donde los apoyos de la base pueden desplazarse, mientras que la longitud de los brazos permanece fija. De esta manera, se consigue que el movimiento de traslación sea a lo largo de deslizaderas en la base y el control de fuerza y de movimiento sea sobre la misma.



**Figura 3-2 Hexápodo de brazos telescópicos**



**Figura 3-3 Hexápodo de apoyos deslizantes**

En el primer caso, el espacio de trabajo de la plataforma está restringido a la longitud de los brazos<sup>24</sup>, y al rango de movimiento del plato móvil para que no haya interferencias entre los distintos elementos que componen la plataforma.

En el segundo caso (apoyos deslizantes), la velocidad requerida en los apoyos para conseguir la cinemática deseada es mayor que con los hexápodos telescópicos. También, es necesario incluir un freno en el actuador que contrarreste la carga horizontal. De manera adicional, el

**Diseño de una plataforma de cinemática paralela y fabricación de uno de sus actuadores**

espacio de trabajo no tiene las limitaciones que presenta el primer caso<sup>24</sup>, sin embargo la superficie que ocupa esta segunda opción es mucho mayor que en el primer caso.

Teniendo en cuenta que no se requiere para la aplicación de un gran espacio de trabajo del plato móvil, que la superficie que ocupa la primera opción es menor que en la segunda, que se precisa menor velocidad para conseguir el mismo efecto y se obtienen movimientos menos bruscos, se ha optado por la primera opción de apoyos fijos con brazos telescópicos.

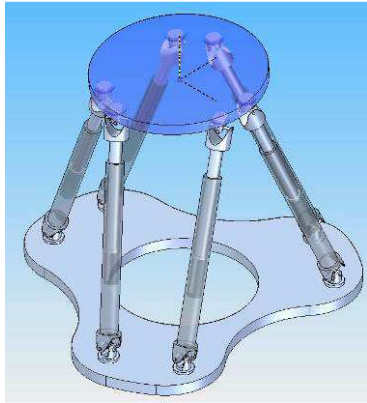
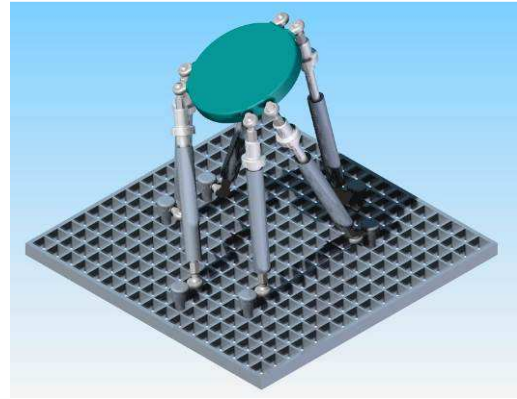
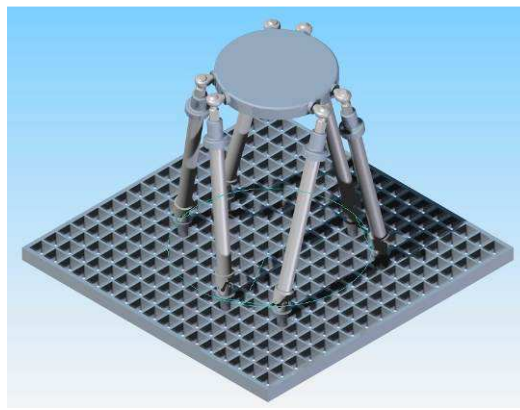
**3.2.3 Elección de los tipos de juntas entre brazos y bases**

El siguiente paso consistió en plantear los distintos tipos de uniones entre la base fija, el brazo y la base móvil.

Se plantearon tres tipos de uniones distintas entre las bases para tener los seis grados de libertad deseados en el plato móvil:

- **Uniones con juntas tipo cardan en ambas bases:** usar 12 juntas universales o cardan y acoplarles un tercer desplazamiento angular en aquellas que vayan incorporadas en el plato móvil para conseguir los seis grados de libertad en el mismo. Esta opción se desestimó directamente porque se tienen que acoplar rodamientos u otros elementos que permitan el giro de la cardan, lo que dificulta el montaje.
- **Combinaciones de uniones tipo cardan en la base fija (Universal joint) y mediante rótula en el plato móvil (Spherical joint):** se pueden conseguir los seis grados de libertad mediante seis apoyos en la base (que tengan dos grados de libertad de rotación permitidos) y seis apoyos en el asiento con los tres desplazamientos angulares<sup>25 26</sup>. De esta manera, mediante el empleo de 6 juntas universales en la base y de 6 rótulas y sus correspondientes cabezales, se podría lograr la cinemática buscada.
- **Uniones solamente con rótula en ambas bases.** Una tercera alternativa consistió en plantear las uniones mediante rótula, logrando así los 3 giros deseados en cada apoyo. Las uniones tipo rótula presentan una serie de ventajas inherentes a su diseño como son<sup>27,28</sup>:
  - o Los errores de alineación o desalineación angular no son influyentes.
  - o La deformación durante el funcionamiento de los componentes que la rodean no afectan.
  - o No producen tensiones en las aristas ni exceso de tensión en los componentes adyacentes.
  - o Se aumenta la fiabilidad de funcionamiento de las construcciones ligeras.
  - o Unas tolerancias de producción razonablemente amplias permiten el uso de construcciones soldadas que favorecen los costes.



**Diseño de una plataforma de cinemática paralela y fabricación de uno de sus actuadores****Figura 3-4 Uniones tipo cardan en las dos bases****Figura 3-5 Uniones tipo rótula en las dos bases****Figura 3-6 Uniones cardan en la base fija y rótulas en la base móvil**

Para las dos alternativas restantes (cardan en la base y rótulas en plato móvil, y rótulas en ambas bases) se realizaron las combinaciones de los dos tipos de uniones de rótula y cardan en la plataforma conceptual en Solid Edge, y se llevó a cabo una simulación del movimiento deseado en el plato móvil mediante la aplicación Motion de Solid Edge con detección de colisiones. Con la unión tipo junta cardan se obtuvieron interferencias para la misma configuración de geometría y para el mismo patrón de movimiento.

Por lo tanto, por las razones citadas<sup>27,28</sup>, la solución definitiva consistió en uniones tipo rótula.

### 3.3 Modelo de la plataforma en MATLAB

Una vez que se ha definido la configuración geométrica de plataforma que se va a desarrollar, según el tipo de brazos, y el tipo de apoyos, se procede a desarrollar el modelo de la misma en Matlab. En dicho modelo, se aplicará la cinemática inversa al plato móvil (efector final) para determinar el movimiento relativo de cada uno de los vástagos de los actuadores, así como sus velocidades, y saber el rango de movimiento de los mismos, la carrera de los vástagos de los actuadores, etc.

Como se ha explicado en el capítulo anterior, para la cinemática inversa, se partió de la caracterización cinemática del movimiento del caballo. Se escogió un ciclo del paso del mismo y un periodo de 1.175 seg.



**Diseño de una plataforma de cinemática paralela y fabricación de uno de sus actuadores**

Se desarrolló en Matlab el modelo geométrico y matemático del emulador. En los anexos se detalla el script utilizado para la construcción del modelo. Básicamente, consistió en definir un sistema de coordenadas para la plataforma, cuyo origen se encuentra en el centro de la base de la misma. La posición de los 6 puntos de la base y los 6 del plato móvil en X, Y, Z se determinó en función de varias variables:

- el ángulo formado entre las rectas que unen dichos puntos de los apoyos con el origen.
- incremento de ángulo entre pares de puntos, de 120°.
- radio de la base y del plato móvil.

Los vectores unitarios que determinan la posición de cada uno de los actuadores se construyeron a partir de la norma euclídea de cada vector según la siguiente expresión (1):

$$S = \frac{\underline{AB}}{\|\underline{AB}\|}$$

El eje de rotación S1 se determinó a partir del vector normal al plano definido por el eje Z y el vector S. Para encontrar un vector perpendicular al plano definido por el eje Z y el vector S, se realiza el producto vectorial de los mismos, siguiendo la regla de la mano derecha (2):

$$S1 = \frac{\underline{S} \times \underline{Z}}{\|\underline{S} \times \underline{Z}\|}$$

El vector que define la otra rotación S2 se obtuvo de la misma manera, a partir del producto vectorial del vector S y el vector S1 y siguiendo la regla de la mano derecha (3).

$$S2 = \frac{\underline{S} \times \underline{S1}}{\|\underline{S} \times \underline{S1}\|}$$

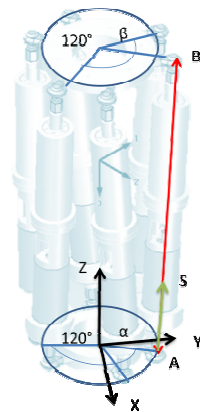
**Diseño de una plataforma de cinemática paralela y fabricación de uno de sus actuadores**

Figura 3-7 Geometría de la plataforma en Matlab

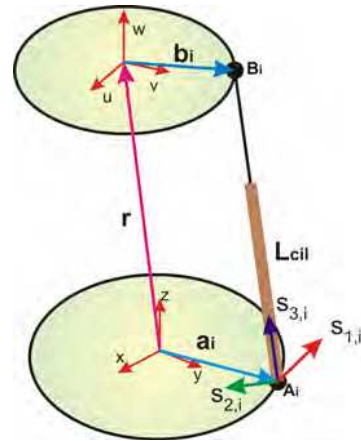


Figura 3-8 Vector que define cada actuador

Mediante la herramienta de Sim Mechanics del paquete de Simulink, se modeló la plataforma, basándose en un modelo existente en la literatura<sup>29,30</sup>, pero adaptado a las circunstancias del proyecto. El modelo estaba dividido en 3 bloques bien diferenciados (más información de cómo se construyeron los distintos bloques, y los algoritmos utilizados, en los anexos):

- Bloque de la base (bancada).
- Bloque de cada uno de los actuadores.
- Bloque del asiento con un motor de movimiento.

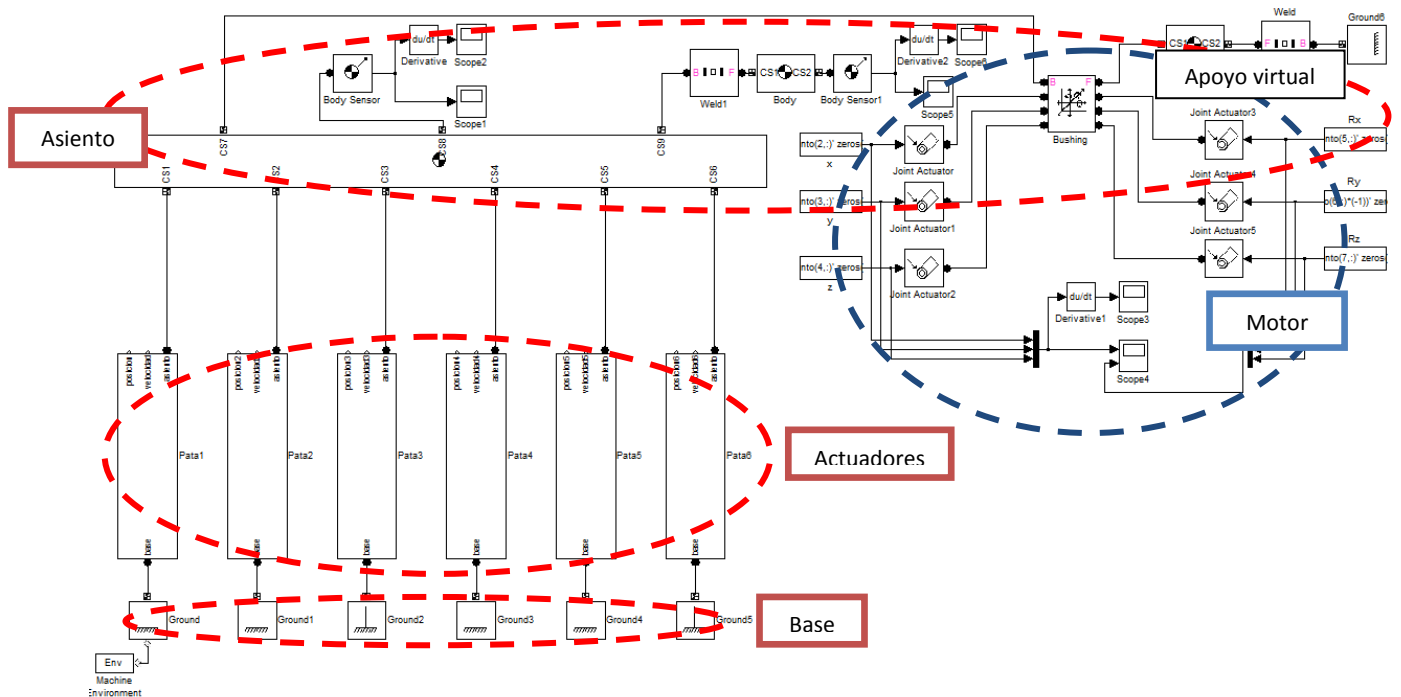


Figura 3-9 Modelo de la plataforma en SimMechanics

### Diseño de una plataforma de cinemática paralela y fabricación de uno de sus actuadores

#### 3.3.1 Construcción del bloque de la base o bancada

La geometría de la base se construyó con un “cuerpo” tipo “ground”, lo equivalente a la bancada, introduciendo la posición inicial en X,Y,Z de cada uno de los 6 puntos de la base, a partir de los datos introducidos en el script detallado en el anexo 2.

Las rótulas se simularon mediante apoyos “custom joint” con tres grados de rotación, R1, R2 y R3, calculados a partir de las ecuaciones (1), (2) y (3).

#### 3.3.2 Construcción del bloque de los actuadores de la plataforma

Los actuadores estaban modelizados a partir de un cuerpo de la camisa, unida al suelo o bancada (entrada “base” del actuador) mediante una rótula; y un cuerpo de un vástago. Entre la camisa y el vástago actuaba un par de rotación cilíndrico con dos ejes de rotación. El eje de traslación y de rotación del actuador se definió a partir del vector que define el eje longitudinal de cada actuador, dado por el cociente entre dicho vector y su norma euclídea, según la ecuación (1). Para la camisa y el vástago se definieron tanto la inercia como la masa, suponiendo como materiales el aluminio. Las inercias de la camisa y el vástago se calcularon a partir de las inercias de ambos sólidos en sus direcciones principales de inercia, dadas por el programa CAD SOLIDEDGE.

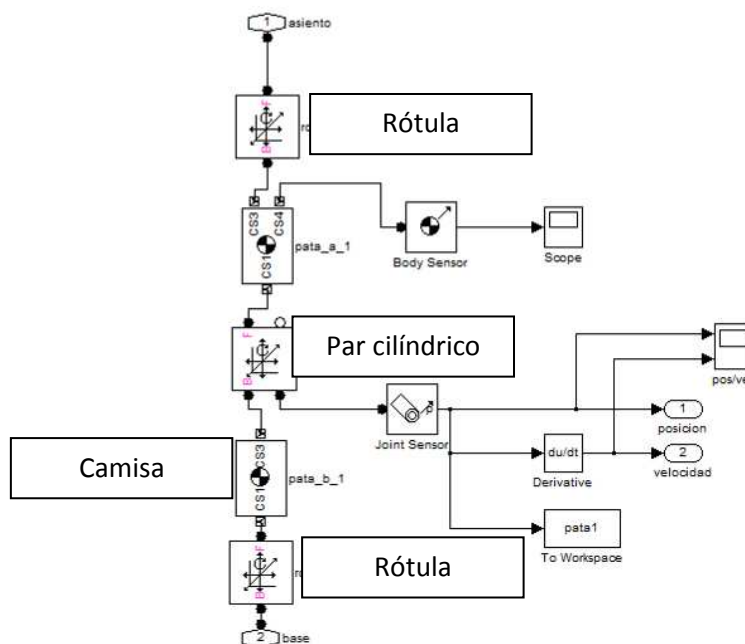


Figura 3-10 Modelo de uno de los actuadores en SimMechanics (Matlab)

#### 3.3.3 Construcción del bloque del asiento con la entrada de movimiento.

Dicha entrada se simuló mediante un motor de movimiento, donde se introdujeron como entradas las consignas de movimiento en X, Y, Z, Rx, Ry, Rz y un apoyo virtual en el asiento.

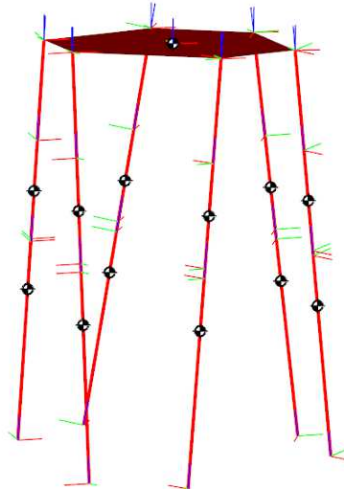
Para la geometría del asiento se introdujeron los valores de X, Y y Z de la posición inicial de los 6 puntos situados en el plato móvil (salida “asiento” del bloque actuador).

***Diseño de una plataforma de cinemática paralela y fabricación de uno de sus actuadores***

De forma análoga a los apoyos de la base, las rótulas del asiento o plato móvil se simularon mediante apoyos “custom joint” con tres grados de rotación, R1, R2 y R3 calculados a partir de (1), (2) y (3).

**Diseño de una plataforma de cinemática paralela y fabricación de uno de sus actuadores****3.3.4 Simulación del movimiento de la plataforma**

El modelo resultante se representó gráficamente en SimMechanics mediante la opción “visualize machine” dentro de los parámetros de simulación.



**Figura 3-11 Representación geométrica del modelo en SimMechanics (Matlab)**

A partir de la entrada de movimiento del plato móvil o asiento se obtuvieron las posiciones y velocidades de cada uno de los vástagos de los actuadores. La velocidad máxima del actuador fue de 150mm/seg, el desplazamiento máximo del vástago fue de  $\pm 20\text{mm}$ , y el par fue de 0.3 Nm. Las gráficas de la simulación se encuentran en los anexos.

***Diseño de una plataforma de cinemática paralela y fabricación de uno de sus actuadores***

## **4 Diseño de los actuadores**

---

En este capítulo la memoria se va a centrar en el proceso seguido para el diseño y desarrollo de los actuadores electromecánicos que forman parte de la plataforma. El resto de elementos, tales como la base fija, el plato móvil, los apoyos de la base y del plato, y la carcasa externa están desarrollados en los anexos.

### **4.1 Tipos de actuadores contemplados**

Para el diseño del sistema de actuación sobre la carga se ha de considerar que las cargas que van a soportar los actuadores unidos al asiento es de unos 120 Kg aproximadamente, considerando el peso de la estructura del asiento y el de la persona sujeto del estudio. De forma adicional, se han de considerar como parámetros de diseño del actuador los rangos de movimiento de cada uno de los actuadores que componen la plataforma, así como el par necesario para la actuación de la carga que soporta el plato móvil.

El tipo de actuador vendrá determinado por varios factores como el tipo de aplicación, la fuerza de actuación requerida y la velocidad (potencia del actuador), el coste, etc. Como opciones disponibles para la elección del sistema de actuación sobre la carga, se encuentran los actuadores hidráulicos, neumáticos y electromecánicos.

Respecto al tipo de aplicación, el movimiento requerido para nuestra aplicación es un movimiento alternante durante varios ciclos por minuto, a lo largo de varias horas durante el día. En los sistemas hidráulicos los movimientos oscilantes originan problemas, ya que se producen tensiones en los sellados y se daña la retención de aceite. Las pérdidas de aceite en muchos procesos no suponen un gran problema, pero en otros sí, especialmente en aquellos que pueden producir contaminación en el producto procesado. Por el contrario, los actuadores electromecánicos trabajan bien con movimientos oscilantes.

Tanto los actuadores hidráulicos como los actuadores neumáticos requieren de un fluido para su accionamiento, un sistema de alimentación mediante bombas o compresores, así como de elementos auxiliares como filtros, válvulas, y en el caso de los circuitos hidráulicos, de acumuladores. Al tener que ser accionados mediante un fluido, el control sobre el sistema de actuación es menos preciso, así como se necesitan mayor mantenimiento de los elementos.

Por último, a diferencia de los cilindros hidráulicos y neumáticos, los actuadores electromecánicos se caracterizan por su elevada regularidad en el funcionamiento en vacío o en carga, y destacan por la precisión de funcionamiento y posicionamiento, mantenimiento de la posición en carga y alta seguridad ante cargas suspendidas, y consumo eléctrico solamente durante el movimiento.

Por lo tanto, dado que se requería de un sistema compacto, con un control preciso del movimiento, y con menor frecuencia de mantenimiento del sistema, dichos tipos de actuadores se descartaron a priori y se optó por la alternativa basada en actuadores electromecánicos.

**Diseño de una plataforma de cinemática paralela y fabricación de uno de sus actuadores****4.2 Opciones contempladas dentro de los actuadores electromecánicos**

Un actuador electromecánico consta de una camisa, por donde circula un vástago accionado por un motor eléctrico. El movimiento de dicho vástago se ejecuta a través del desplazamiento de una tuerca a lo largo de un husillo. Para controlar el desplazamiento de la tuerca, se ha de instalar un encoder rotativo en dicho actuador que determine el giro del eje del motor para desplazar la tuerca.

El rango de movimiento del actuador electromecánico, y por lo tanto del vástago, se vio en el capítulo anterior, y resultó ser de un desplazamiento de aproximadamente  $\pm 20\text{mm}$  y una velocidad de  $100\text{mm/s}$  a  $150\text{mm/s}$ .

El par necesario para mover el plato móvil se obtuvo de la simulación del movimiento en el capítulo anterior y resultó ser de aproximadamente  $0.3\text{ Nm}$ .

Una vez conocido el par necesario, se buscaron varias alternativas para dicho actuador entre los distintos fabricantes, entre ellos TECNOPOWER, y COTRANSA. Se pensó inicialmente en dos tipos de actuador eléctrico:

- Actuador lineal eléctrico monofásico.
- Actuador lineal eléctrico alimentado con corriente continua.

ACTUADOR LINEAL MONOFÁSICO VAC	ACTUADOR LINEAL CON CONTINUA VCC
UAL1 CARRERA 100 mm VELOCIDAD LINEAL 100 mm/s -"RV1" CARGA DINÁMICA 600N MOTOR MONOFASICO 0,12 KW a 2.800 RPM 230V ÍNDICE DE IRREVERS. ESTÁTICA 0,32 TERMINAL BASE "BA" SOPORTE POSTERIOR "SP" FINAL DE CARRERA MAGNÉTICO "FCM" ENCODER "EH 53"	ATL 20 RH2 CARRERA 100mm- 600N- 100mm/s-MOTOR 24V- 100W-5,5A ÍNDICE DE IRREVERSIBILIDAD 0,4 CON ENCODER "EH 30" BIDIRECCIONAL, CON PULSO "O" ATL 25 RH2 CARRERA 100mm-600N- 100mm/s-MOTOR 24V-150W-8,5A ÍNDICE DE IRREVERSIBILIDAD 0,38 CON ENCODER "EH 30" BIDIRECCIONAL, CON PULSO "O"

**Tabla 1 Características de actuadores lineales comerciales (COTRANSA y TECNOPOWER)**

Se descartaron las opciones comerciales de actuadores electromecánicos por los siguientes motivos:

- Coste de los actuadores.
- La velocidad lineal para condiciones de carga de 600N resultó ser de  $100\text{mm/s}$ , inferior a la requerida en la aplicación.
- Para el caso del actuador monofásico, haría falta un variador de frecuencia por cada actuador, mientras que en el caso de alimentar los motores en continua, el consumo de intensidad sería elevado y habría que buscar una fuente de alimentación comercial que fuera capaz de suministrar dicha corriente: si actuasen todos los actuadores a la

**Diseño de una plataforma de cinemática paralela y fabricación de uno de sus actuadores**

vez, el consumo nominal total de éstos sería de unos 35 amperios si se usase el ATL20 y de 50A si se usase el actuador ATL 25.

- Por otro lado, la incompatibilidad del terminal del vástago de los actuadores con los apoyos de la plataforma suponía un coste adicional de fabricación de un adaptador al soporte del actuador en la plataforma del emulador.

**4.3 Diseño del actuador electromecánico**

El actuador electromecánico que se desarrolló consistió en un conjunto formado por una camisa y un vástago que se desplazaba a lo largo de la camisa.

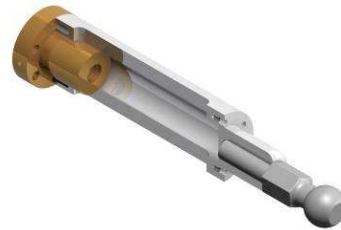
La camisa estaba formada por:

- Husillo por el que circulaba la tuerca.
- El motor acoplado al eje del husillo mediante un acoplamiento elástico.
- Encoder acoplado al motor mediante una pieza intermedia de aluminio donde se atornillaba el encoder.
- Cuerpo propio de la camisa fabricado en aluminio, sobre el que se montan los finales de carrera.
- Chaveta que se monta sobre la camisa para restringir el giro de la tuerca alrededor del husillo y provocar el desplazamiento de la misma.

El cuerpo del vástago estaba formado por la tuerca del husillo, y la carcasa ranurada que envuelve al husillo y se desliza por la camisa a lo largo de la chaveta.



**Figura 4-1 Cuerpo de la camisa**



**Figura 4-2 Cuerpo del vástago**

**4.3.1 Husillo y tuerca**

Como se ha dicho anteriormente, el actuador electromecánico basa su movimiento en el avance de una tuerca perteneciente al cuerpo del vástago alrededor de un husillo. Dicho husillo puede ser de dos tipos:

- Husillo trapecial laminado, con menores costes implicados en la fabricación, mayor resistencia al desgaste, irreversibles bajo carga siendo capaces de sostener cargas aplicadas en pausa sin variar la posición cuando el motor está parado, con mayor



**Diseño de una plataforma de cinemática paralela y fabricación de uno de sus actuadores**

fricción que en el caso de husillos a bolas, por lo que su rendimiento es más bajo que con los husillos a bolas.

- Husillo a bolas, donde se favorece el movimiento de giro y avance de la tuerca mediante rodamientos dispuestos a lo largo de la misma; por lo tanto se puede conseguir un rendimiento cercano al 100%, aunque ello supone un mayor coste asociado a su fabricación. Por otro lado, para sostener la carga en pausa sin variar la posición, el motor debe tener freno.

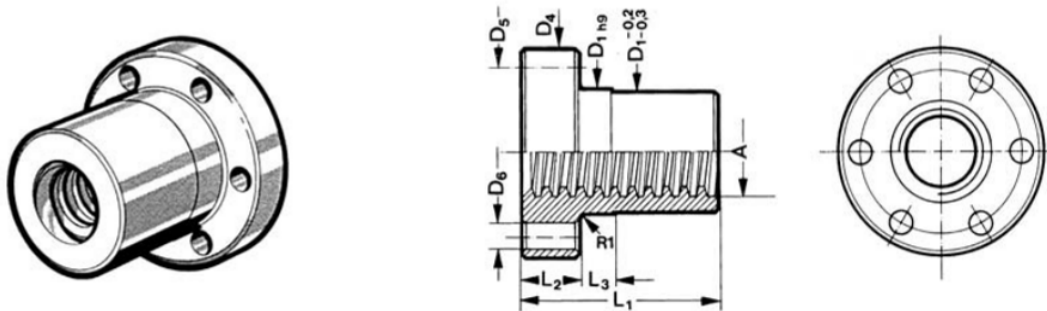
En primera instancia se optó por elegir un husillo trapecial porque era la opción más económica, y no se necesitaba de un motor de freno.

Como hipótesis de partida se plantea que el actuador tiene que mover una carga de aproximadamente 60 Kg, la correspondiente a un tercio de la carga total y con un factor de seguridad de 1.5. Es decir, se plantea como caso más desfavorable que la carga total se reparte sólo en tres de los seis actuadores.

Para dimensionar el área del husillo, y por lo tanto, su diámetro de rosca y el paso, se calculó la superficie de contacto requerida según la siguiente expresión<sup>31,32</sup>:

$$A = \frac{F(N)}{P_{\text{máxima}}} = \frac{600N}{5N/mm^2} = 120mm^2$$

Consultando la tabla del fabricante, la sección más aproximada a la calculada era para una rosca trapecial EFM TR15x3 (Rosca trapecial de 15mm y 3mm de paso), cuya sección es de 600 mm<sup>2</sup>. Dicha rosca corresponde a una tuerca EFM de bronce 88/12.



**Figura 4-3 Tuerca EFM TR15x3**

MATERIAL	Valor Vpc	Coeficiente $\mu$	Coeficiente $\mu$
	[N/mm <sup>2</sup> m/min.]	fricción en seco	fricción lubricado
Bronce 88/12	400	0,10	0,05

**Tabla 2 Datos de la tuerca EFM**

La velocidad tangencial máxima del husillo es de 80m/min según la siguiente expresión:

**Diseño de una plataforma de cinemática paralela y fabricación de uno de sus actuadores**

$$V_m = \frac{V_{pc}}{P_{m\acute{a}xima}} = \frac{400}{5} = 80 \text{ m/min}$$

Con el diámetro exterior y el paso, dicha velocidad tangencial corresponde a una velocidad de giro máxima de:

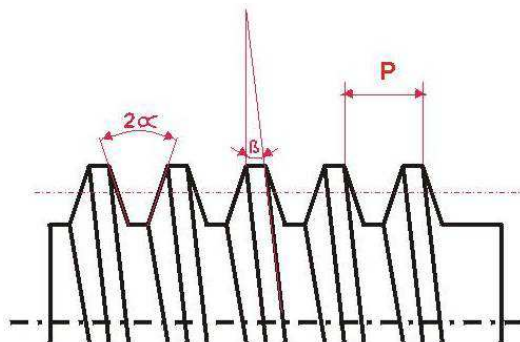
$$N = \frac{V_m \cdot 1000}{D - p/2} = \frac{80 \cdot 1000}{15 - 3/2} = 5925 \text{ rpm}$$

Por lo tanto, la velocidad de avance máxima será de aproximadamente:

$$V = \frac{N \cdot p}{1000} = \frac{5925 \cdot 3}{1000} = 17 \text{ m/min} = 296 \text{ mm/seg}$$

En nuestro caso, la velocidad de avance es muy inferior, de 150mm/seg, por lo tanto velocidad angular para esa velocidad lineal es de aproximadamente 3000rpm para un paso de 3 mm.

Para el cálculo del par necesario se obtiene a partir de la eficiencia. La eficiencia se calcula a partir del ángulo de inclinación de rosca y el ángulo de fricción:



**Figura 4-4 Rosca de un husillo**

- Ángulo de fricción  $\beta_f$  (fricción en material lubricado) =  $\mu \times 1,07 = 0,05 \times 1,07 = 0,0535$
- Ángulo de inclinación de rosca:  $\beta = \tan^{-1} \frac{p}{\pi \cdot (D - p/2)} = \frac{3}{\pi \cdot (15 - 3/2)} = 4,04$
- Eficiencia:  $\frac{\tan(\beta)}{\tan(\beta) + \beta_f} = \frac{\tan(4,04)}{\tan(4,04) + 0,0535} = 0,57$

Con la eficiencia se puede calcular el par necesario como:

$$M_t = \frac{F \cdot p}{2000 \cdot \pi \cdot E} = \frac{600 \cdot 3}{2000 \cdot \pi \cdot 0,57} = 0,5 \text{ Nm}$$

**Diseño de una plataforma de cinemática paralela y fabricación de uno de sus actuadores**

El par calculado sale mayor que en el caso de la simulación por dos motivos:

- En la simulación la fuerza se reparte entre los 6 actuadores, no entre tres actuadores, como el caso más desfavorable que se ha considerado, además de haberle aplicado un factor de seguridad de 1.5.
- En la simulación, el modelo de los actuadores no tenía en cuenta la pérdida de potencia debida a la fricción, el ángulo de rosca y de fricción, por lo tanto se suponían actuadores ideales con un rendimiento del 100% de los actuadores.

Si consideramos en este último cálculo que la fuerza se reparte entre los 6 actuadores con un factor de seguridad de 1.5, siendo un total de 300N por actuador, el par necesario es mucho más aproximado al obtenido en la simulación:

$$M_t = \frac{F \cdot p}{2000 \cdot \pi \cdot E} = \frac{300 \cdot 3}{2000 \cdot \pi \cdot 0,57} = 0,25 Nm$$

La potencia necesaria resultó ser de 79 W:

$$P = \frac{M_t \cdot N(rpm) \cdot 2\pi}{60} = \frac{0,25 \cdot 3000 \cdot 2\pi}{60} = 79W$$

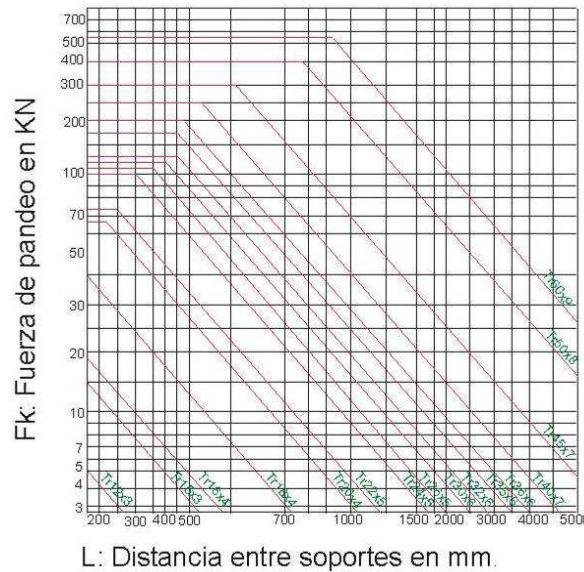
Debido a la flecha que puede generarse en el husillo por su propio peso, y en función del tipo de montaje, existe el riesgo de que vibre y entre en resonancia, por lo cual es aconsejable observar su velocidad crítica que viene reflejada en el siguiente algoritmo:

$$nk = \frac{d^3}{L^2} \cdot 1,1 \cdot 10^8 \cdot fn \cdot 0,8 = \frac{11}{165^2} \cdot 1,1 \cdot 10^8 \cdot 0,43 \cdot 0,8 = 15984 rpm$$

Siendo d3 el diámetro del fondo de rosca, 11mm, L la distancia entre apoyos, que en nuestro caso es de 165mm. La velocidad crítica resulta ser de aproximadamente 15984 rpm, valor muy alejado del funcionamiento del actuador a 3200 rpm. Por lo tanto, no hay riesgo de que entre en resonancia dicho actuador.

Para evitar las deformaciones de pandeo por exceso de carga en los husillos, a la hora de especificar el tamaño idóneo para una aplicación específica, deberán tenerse en cuenta su forma de montaje y tamaño, por lo cual han de aplicarse los factores de corrección reflejados en la fórmula siguiente:

$F = Fk \cdot fk \cdot 0,8 = 11 \cdot 0,5 \cdot 0,8 = 4,4KN$ , con fk factor de corrección según tipo de apoyo, en nuestro caso con un extremo libre.

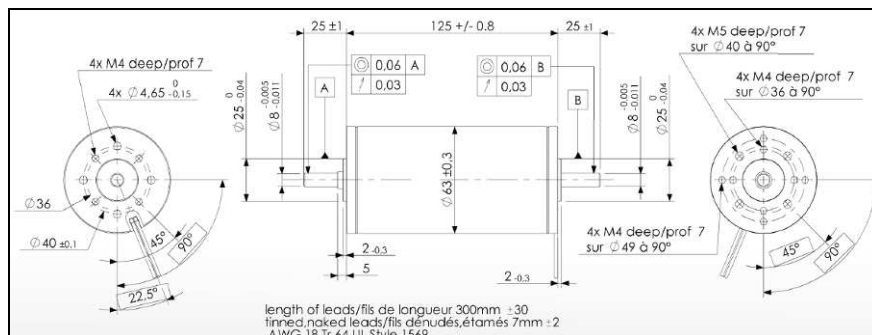
**Diseño de una plataforma de cinemática paralela y fabricación de uno de sus actuadores****Figura 4-5 Fuerza de pandeo en husillos**

Para que haya pandeo en el husillo la fuerza aplicada debe ser de 440Kg, por lo tanto, en la aplicación del proyecto es muy poco probable que haya pandeo, ya que en el peor de los casos cada actuador se cargaría con 60Kg, en el caso en que la carga total se repartiera sólo en tres de los actuadores, y con un factor de seguridad del 1.5.

**4.3.2 Motor y acoplamientos**

El par requerido para mover la carga, suponiendo un rendimiento del actuador del 57% es de 0.3 Nm aproximadamente si la carga se reparte entre los 6 actuadores con un factor de seguridad del 1.5. Por lo tanto se eligió un motor de corriente continua de la casa ELMEQ a 24V con una velocidad nominal de 3200 rpm, un par nominal de 0.315 Nm, y una potencia útil máxima de 202 W, muy superior a la requerida por la aplicación, de 79W. Con la velocidad nominal de 3200 rpm se podía conseguir una velocidad lineal de 160 mm/s.

$$\frac{3200rpm}{60seg} \times 3mm / vuelta = 160mm / seg$$

**Figura 4-6 Motor de accionamiento ELMEQ GR63x55**

**Diseño de una plataforma de cinemática paralela y fabricación de uno de sus actuadores**

El acoplamiento elástico absorbe las desalineaciones del eje motor así como transmite el movimiento al husillo. El acoplamiento elegido fue DKN-45 con relación de diámetros D1/D2 de 10/10 con una rigidez a torsión de 4Nm/rad y un desalineamiento angular de 1.2 grados y axial de 0.3mm.



**Figura 4-7 Acoplamiento elástico**

**4.3.3 Rodamientos**

Los rodamientos necesitaban absorber las cargas del actuador, para que dichas cargas no se transmitiesen al motor, así como facilitaban el movimiento de giro del husillo. La tipología de rodamientos escogida fue rodamientos de bolas de contacto angular de una hilera, ya que las cargas tenían componente axial y radial.

Para el montaje del rodamiento en el eje del husillo, se deben apretar las pistas, tanto exterior como interior del rodamiento. Por lo tanto, se escogió una tuerca de apriete compatible con el tipo del rodamiento para la pista interior, y para la pista exterior, se fabricó una tuerca ranurada para apretar la pista con una llave de pitones angular.

Los rodamientos elegidos fueron rodamientos de una hilera de la casa NSK 7301 BEAT 85, con una tuerca de apriete estriada KM1.

**4.3.4 Encoder para la lectura de la posición angular del eje del motor**

El encoder tiene la misión de convertir la posición angular del eje del motor en pulsos que puedan ser leídos por un controlador. Existen dos tipos de encoders: absolutos e incrementales. Se escogió como opción los encoders incrementales, ya que con éstos, generalmente, se puede conseguir una mayor resolución a un coste más bajo, además de poseer una electrónica más simple por tener menos líneas de salida. Sin embargo, los encoders absolutos tienen varias referencias para marcar el origen de la medición, mientras que la mayoría de los encoders incrementales tienen sólo una marca de referencia.

El encoder incremental es probablemente el tipo más común de encoder utilizado en la industria, por la gran variedad de aplicaciones que su uso abarca. Este sensor está formado por tres elementos:

- Un disco con franjas transparentes y opacas alternadas, dispuestas en sentido radial.

**Diseño de una plataforma de cinemática paralela y fabricación de uno de sus actuadores**

- Un emisor de luz o fotocélula colocado en una cara del disco.
- Un receptor de luz en la cara opuesta del emisor.

Se va a utilizar como encoder incremental para el actuador el modelo HEDS-5645 de AVAGO TECHNOLOGIES. Sus características principales son:

<ul style="list-style-type: none"> <li>- Resolución: 360 pulsos/revolución</li> <li>- Tensión de alimentación: -0,5V a 7 V c.c.</li> <li>- Intensidad máxima: 85 mA</li> <li>- 3 salidas: A, B y Z. una tercera señal para determinar una referencia de posición.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Diámetro para el eje: 8mm</li> <li>- Longitud del eje requerido: 14 mm</li> <li>- Momento de inercia: <math>8 \times 10^{-6} \text{ g} \cdot \text{cm}^2</math> máximo</li> <li>- Velocidad máxima permisible: 30000 rpm</li> <li>- Aceleración: 250.000 rad/seg<sup>2</sup></li> </ul>
--	--

**Tabla 3 Características del encoder HEDS-5645 de AVAGO TECHNOLOGIES**



**Figura 4-8 Encoder incremental rotativo HEDS-5645**

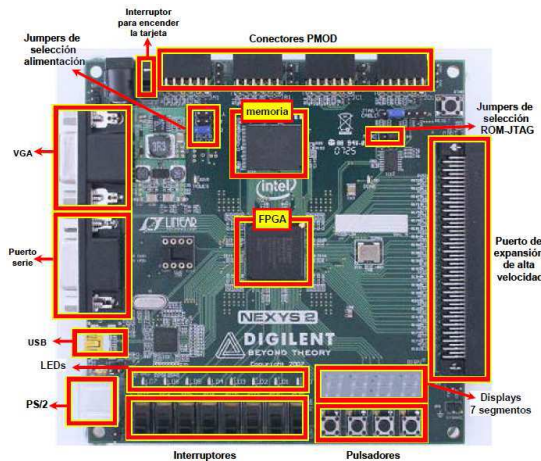
#### 4.3.5 Finales de carrera

Los finales de carrera tienen la finalidad de detectar cuando llega la tuerca del vástago a los límites de recorrido. Para tal efecto, se instalaron en la camisa del actuador dos sensores Hall A3214 de Allegro MycroSystems, y en la tuerca del mismo, se practicó un orificio en el que se insertó un imán de neodimio.

Estos sensores se basan en el efecto Hall, es decir, si fluye corriente por el sensor Hall y se aproxima al campo magnético generado por el imán, se crea en el sensor un voltaje proporcional al producto de la fuerza del campo magnético y de la corriente.

**Diseño de una plataforma de cinemática paralela y fabricación de uno de sus actuadores****Figura 4-9 Sensores Hall de los finales de carrera montados en la camisa del actuador****4.3.6 Tarjeta de control del motor**

Para el control del actuador se ha partido de un proyecto realizado en la Universidad de Zaragoza de manera conjunta con el presente proyecto<sup>33</sup>. En dicho proyecto se seleccionó una tarjeta Nexys 2 de DIGILENT con una tarjeta FPGA Spartan 3E-1200, en la que se ha incorporado una etapa de potencia para que dicha tarjeta pueda soportar las altas intensidades solicitadas por la fuente de alimentación del actuador. A la tarjeta le llegan como entradas la lectura del encoder y la consigna de movimiento, y genera como salidas el accionamiento del motor.

**Figura 4-10 Tarjeta Nexys 2 para el control del actuador****4.4 Ensayos del actuador electromecánico**

Se diseñó un banco de ensayos específico para el actuador, donde se montaba el mismo, y se probaban distintas consignas de movimiento con distintas velocidades de actuación. Durante distintas sesiones se probaba en vacío, y se le aplicaba una carga constante de 30Kg.

El banco estaba formado por un bastidor que servía de soporte estructural, y un eje donde se cargaban las pesas, hasta un total de 30Kg. (Figura 4-11).

**Diseño de una plataforma de cinemática paralela y fabricación de uno de sus actuadores****Figura 4-11 Banco de ensayos del prototipo****Figura 4-12 Ensayo del actuador**

Se sometió al actuador a diversas sesiones y se observó un ruido excesivo del mismo cuando actuaba en vacío a altas velocidades, provocado por el juego que presentaban los rodamientos, y por la naturaleza del propio husillo que, al tratarse de un husillo de tipo trapecial, la transmisión del movimiento era menos fluida y había mayor fricción entre tuerca y husillo, aunque suponía un menor coste. De manera adicional, otro motivo del ruido excesivo puede deberse a que sólo se montó un rodamiento de simple hilera, cuando debería haberse montado otro rodamiento en oposición, por lo tanto el ruido pudo deberse también al intento de escape de las bolas de las pistas del rodamiento. Si se realizaba el ensayo con carga desaparecía dicho ruido por la compensación del juego axial.

Por lo tanto, se volvió a rediseñar el actuador, cambiando el tipo de husillo del vástago, así como los rodamientos y demás elementos que conformaban el conjunto del husillo.

**4.5 Prototipo de actuador con husillo a bolas**

Se partió del diseño anterior del actuador electromecánico, y se cambiaron los rodamientos y el tipo de husillo.

**4.5.1 Cálculo del husillo a bolas y rodamientos**

Se cambió a un husillo a bolas porque transmite con mayor suavidad el giro, se alcanza mayor precisión en el posicionamiento del mismo y no existe tanta fricción entre tuerca y husillo, como en el caso del husillo trapecial, así como se alcanza una eficiencia próxima al 100%.

El husillo elegido fue un husillo a bolas laminado de 5mm de paso y 16mm de diámetro, con asiento para los rodamientos rectificado, Husillo KGT 1605x220mm, junto con una tuerca KGT 12.1605.



**Diseño de una plataforma de cinemática paralela y fabricación de uno de sus actuadores**

Este husillo soporta una carga dinámica axial de 9 kN y estática de 16,5 kN, que es suficiente para nuestra aplicación. La carga axial admisible (antes de que se produzca pandeo en el husillo) viene dada por<sup>34</sup>:

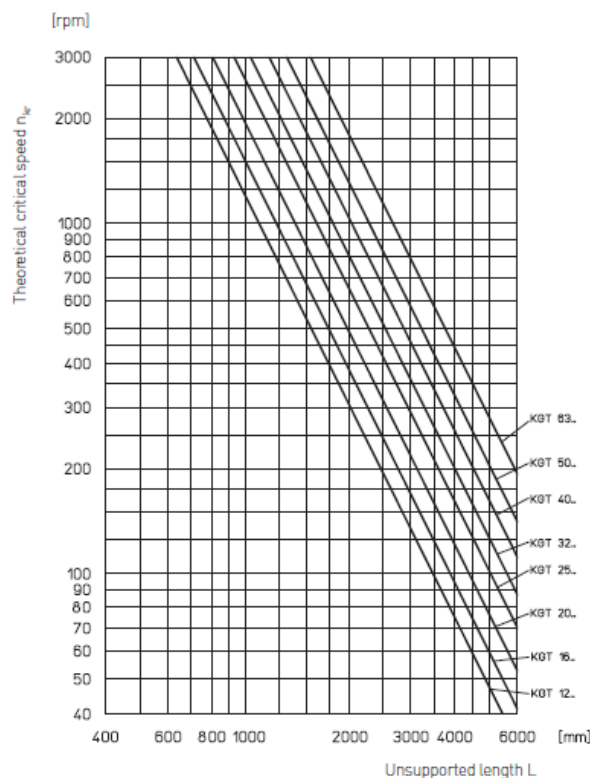
$$F = F_k \cdot f_k \cdot 0,8 = 40 \cdot 0,5 \cdot 0,8 = 16 \text{ kN}$$

- $F_k > 40 \text{ kN}$  Según tabla Catálogo HL INA
- Factor de corrección según tipo de apoyo, en nuestro caso con un extremo libre
- $f_k = 0,5$  Según tabla Catálogo HL INA,

Según el mismo catálogo, la velocidad máxima de rotación es:

$$n = n_k \cdot 0,36 \cdot 0,8 \gg 3000 \cdot 0,36 \cdot 0,8$$

muy superior a  $0,8 \cdot 0,36 \cdot 3000 \text{ rpm}$ , para una longitud en voladizo de 190mm (longitud sin apoyos) (según se muestra en la Figura 4-13) mientras que la de la aplicación es de 50 rev/seg aproximadamente (3200 rpm). Por lo tanto está sobredimensionado dicho husillo y no habrá riesgos de resonancia o de excesiva vibración.



**Figura 4-13 Velocidad crítica de rotación en husillos a bolas**

Para los rodamientos se barajaron dos posibilidades:

**Diseño de una plataforma de cinemática paralela y fabricación de uno de sus actuadores**

- Rodamientos a bolas de contacto angular de doble hilera para husillos: pensados para aplicaciones de precisión, como máquinas de control de numérico. Dichos rodamientos suponían un coste unitario muy elevado y se desestimaron.
- Rodamientos a bolas de contacto angular de doble hilera: cuyo coste era mucho menor y cumplían con las especificaciones solicitadas.

Por lo tanto, se escogieron los rodamientos a bolas de contacto angular, de doble hilera 3200-B-2Z-TVH. Junto con los rodamientos, se escogió una tuerca de apriete de las pistas internas del rodamiento según el catálogo de INA, tuerca de apriete ZM10.

**4.5.2 Cálculo del par de frenado**

El par de frenado se calcula a partir de la carga que actúa sobre el actuador, el paso y la eficiencia como<sup>35</sup>:

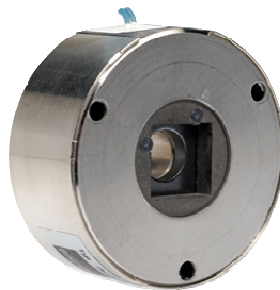
$$M_f = \frac{F \cdot p \cdot \eta}{2000 \cdot \pi}$$

Siendo  $\eta$  la eficiencia indirecta, se utiliza para definir la carga axial requerida para transformar la traslación de un elemento en la rotación de otro. También se utiliza para definir la torsión de frenado requerida para prevenir la rotación. Se calcula como:

$$\eta = \frac{1 - \mu / \tan(\alpha)}{1 + \mu \cdot \tan(\alpha)}$$

Se eligió un coeficiente de rozamiento de 0.005, el ángulo de hélice se calculó a partir de una relación entre el paso y el diámetro del husillo. La eficiencia indirecta resultó ser de 0.85.

Con un paso de 4mm y una carga por actuador de 300mm, el par de frenado resultante fue de 0.16 Nm. Por lo tanto, se ha de escoger un motor de freno compatible con el motor GR63x55 de Elmeq. El freno compatible es el freno ref 76131 de Elmeq, con un par de frenado de 1 Nm y una tensión de alimentación de 24V.

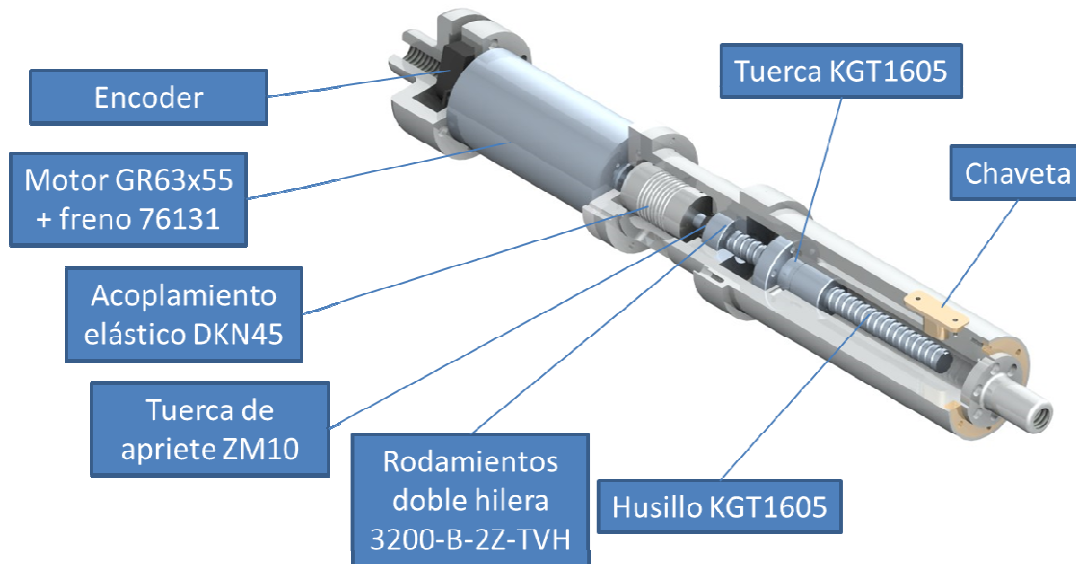


**Figura 4-14 Freno para el motor GR63x55**

**Diseño de una plataforma de cinemática paralela y fabricación de uno de sus actuadores**

Cabe destacar que en el control con lazo abierto haría falta usar el freno en el motor, mientras que si se realiza un control en bucle cerrado el freno no haría falta porque el sistema es capaz de mantener la posición bajo condiciones de carga.

El diseño definitivo del prototipo del actuador con husillo a bolas se muestra en la siguiente figura:



**Figura 4-15 Actuador electromecánico con husillo a bolas**

***Diseño de una plataforma de cinemática paralela y fabricación de uno de sus actuadores***

## **5 Fabricación y montaje del actuador**

En este capítulo se detallan los elementos que se fabricaron dentro del taller de Mecánica de Precisión de la Universidad de Zaragoza, así como todos los pasos para el montaje del actuador a partir de sus componentes.

### **5.1 Fabricación**

Los elementos del actuador electromecánico que se fabricaron en el taller de Mecánica de precisión fueron:

- Pletinas de acoplamiento del motor, tanto al encoder como al conjunto de la camisa y el vástago.
- Tubo de alojamiento de los rodamientos.
- Tubo ranurado para el guiado del vástago por la acción de la chaveta.
- Piezas para acoplar los pernos esféricos, tanto en el lado de la camisa como en el vástago.
- Tubo de la camisa exterior.
- Tapa de retén de la camisa para evitar el derrame del aceite.
- Tuerca de apriete de la pista externa de los rodamientos.

El resto de elementos del actuador eran elementos comerciales.



**Figura 5-1 Elementos del actuador fabricados en el taller**

Del mismo modo, se realizó una versión a escala de la plataforma que se fabricó en el mismo taller. Dicho modelo que se muestra en la figura siguiente sirvió para verificar los límites de movimiento de la plataforma.

**Diseño de una plataforma de cinemática paralela y fabricación de uno de sus actuadores**

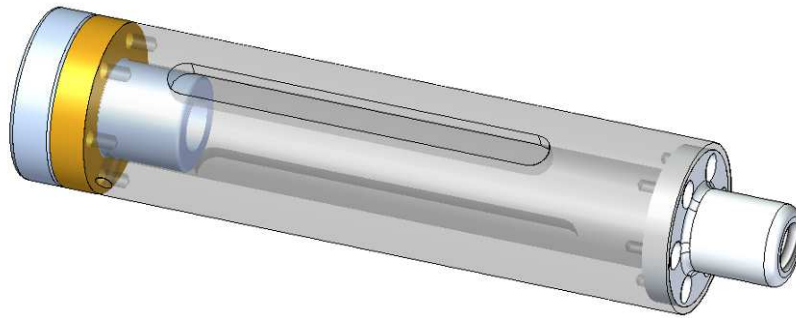


**Figura 5-2 Modelo a escala de la plataforma**

## **5.2 Montaje del actuador**

### **5.2.1 Ensamblaje del conjunto del vástago**

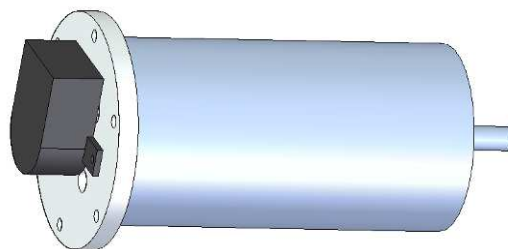
1. Montaje del imán en el alojamiento de la tuerca del husillo.
2. Atornillar la tuerca del husillo a la arandela de roce.
3. Ensamblaje del acoplamiento del perno esférico al tubo ranurado.
4. Ensamblaje del conjunto de la tuerca al conjunto del tubo ranurado guía y el perno.



**Figura 5-3 Ensamblaje del conjunto del vástago**

### **5.2.2 Ensamblaje de la camisa**

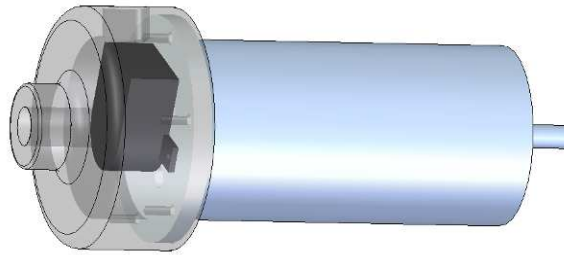
1. Montaje del acoplamiento del encoder en el motor.
2. Montaje del encoder en su acoplamiento y en el motor.



**Figura 5-4 Montaje del encoder en el motor**

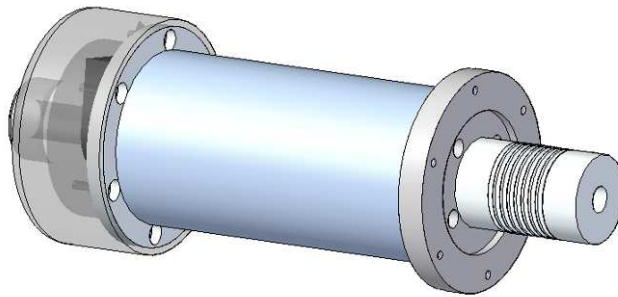
**Diseño de una plataforma de cinemática paralela y fabricación de uno de sus actuadores**

3. Montaje del acoplamiento del encoder al acoplamiento del perno esférico.



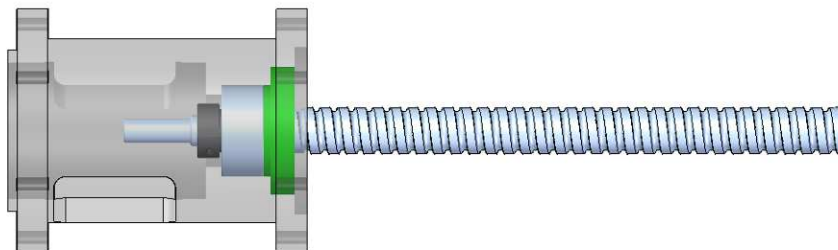
**Figura 5-5 Montaje del acoplamiento para el apoyo de la camisa**

4. Montaje del acoplamiento elástico en el eje del motor.



**Figura 5-6 Montaje del acoplamiento elástico**

5. Montaje en prensa de los rodamientos en el tubo alojamiento de los rodamientos.
6. Montaje en prensa de los rodamientos en el husillo.
7. Apriete de la pista externa de los rodamientos mediante la tuerca de apriete externa.
8. Apriete de la pista interna de los rodamientos contra el husillo mediante la tuerca de apriete ZM10.

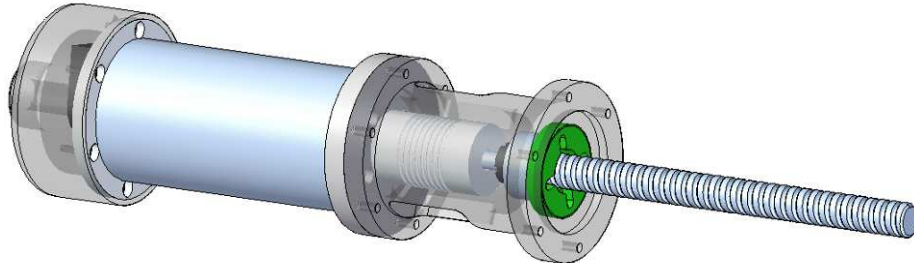


**Figura 5-7 Conjunto del husillo**

9. Montaje de la pieza de acoplamiento del motor en el motor.

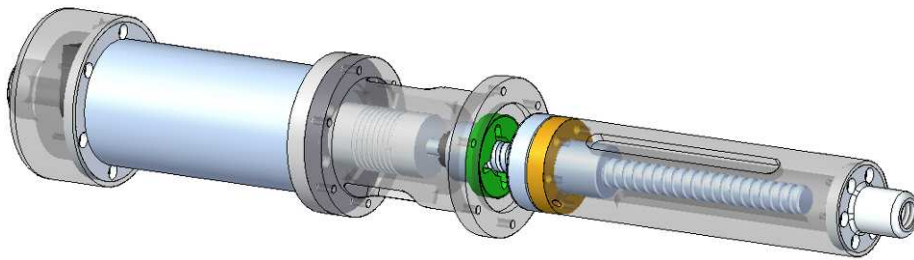
***Diseño de una plataforma de cinemática paralela y fabricación de uno de sus actuadores***

10. Ensamblaje del conjunto husillo a la pieza de acoplamiento del motor.
11. Atornillar el acoplamiento elástico al lado motor.
12. Atornillar el acoplamiento elástico al lado husillo.



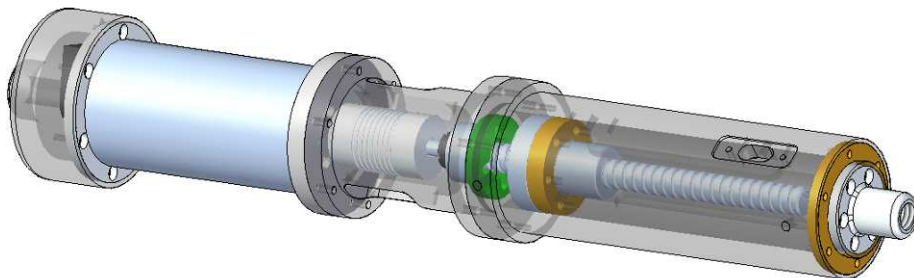
**Figura 5-8 Montaje del conjunto del husillo en el motor**

13. Montaje del vástago sobre el husillo.



**Figura 5-9 Montaje del vástago en el conjunto del husillo**

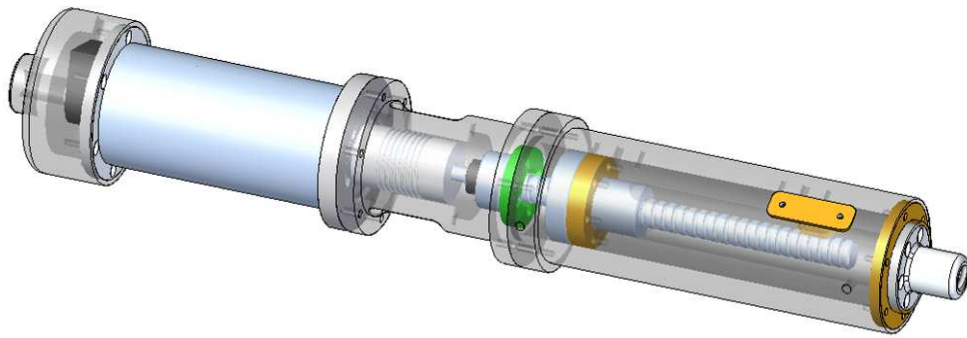
14. Montaje del tubo externo de la camisa y la tapa de retén sobre el conjunto del husillo.
15. Montaje de los sensores Hall sobre el tubo de la camisa.



**Figura 5-10 Montaje del conjunto de la camisa**

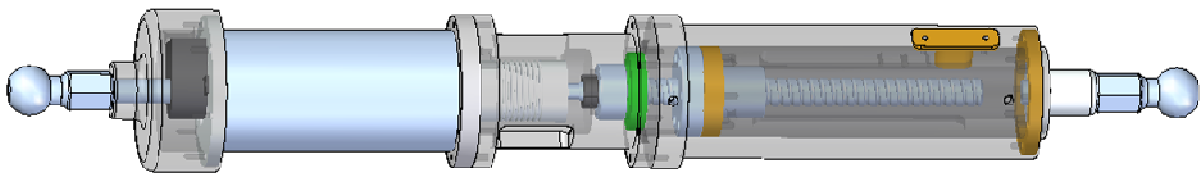
16. Montaje de la chaveta sobre el tubo de la camisa.

**Diseño de una plataforma de cinemática paralela y fabricación de uno de sus actuadores**



**Figura 5-11 Montaje de la chaveta sobre la camisa**

**5.2.3 Montajes de los pernos esféricos**



**Figura 5-12 Actuador montado**



***Diseño de una plataforma de cinemática paralela y fabricación de uno de sus actuadores***

## **6 Ensayos realizados**

Se han realizado dos tipos de ensayo con el actuador. En primer lugar se realizaron ensayos en bucle abierto<sup>33</sup> donde se introducían como consignas escalones para que el vástago se desplazara 10mm a lo largo de todo el recorrido. Posteriormente se introdujeron como consignas de movimiento ciclos variando la velocidad del actuador. Se observó que a altas velocidades el actuador “chirriaba” debido a la fricción del husillo, y al juego del rodamiento, ya que sólo había un rodamiento y las bolas del mismo tendían a “escaparse”. De forma adicional, había un desplazamiento del vástago no deseado, desde que el control del motor detectaba la posición de la consigna y ordenaba parar el motor hasta que finalmente se detenía el vástago.

Por lo tanto, se realizó un control del actuador en bucle cerrado consistente en un regulador proporcional para paliar el problema del desplazamiento no deseado del vástago cuando el motor frenaba con poca antelación. Como el regulador está diseñado para unas condiciones de carga nominal de 30 kg, se observó que había una sobreoscilación cuando no actuaba ninguna carga sobre el vástago del actuador. Sin embargo, cuando se cargaba el mismo, dichas oscilaciones se reducían o desaparecían completamente.

Existe un desfase entre la señal del encoder y la consigna de aproximadamente 40 ms, por otro lado, se puede determinar el error de posicionamiento del actuador como la diferencia entre los valores de pico de la lectura del encoder y la de la consigna con entradas sinusoidales; y la diferencia entre los valores en el estacionario con entradas tipo escalón. Se observa que en el caso de ensayos con consigna sinusoidal, según se aumenta el periodo (disminuye la frecuencia) y se disminuye la amplitud se reduce dicho error, mientras que en el caso de introducir como consignas escalones, el error es aproximadamente constante independientemente de la carga.

El error promedio en el caso de ensayos en vacío con entradas sinusoidales es de aproximadamente 0.57mm con una desviación estándar de 0.46mm, mientras que bajo actuación de carga, el error es de 0.89mm con una desviación típica de 0.28mm. En el caso de ensayos con entrada de escalón, el error promedio en los ensayos en vacío es de 0.14mm con una desviación de 0.06mm, mientras que en ensayos bajo carga el error promedio fue de 0.15 y una desviación de 0.02mm.

**Diseño de una plataforma de cinemática paralela y fabricación de uno de sus actuadores**

xx-yy-zz significa señal de amplitud xx décimas de mm, periodo de yy muestras (el periodo de muestreo de los datos es de 10 ms) y offset de zz décimas de mm (más detalles en los anexos).

50-30-400	50-50-400	200-200-400	200-400-400	350-500-400	MEDIA	DESVEST
<b>1,28</b>	0,83	0,16	0,33	0,28	<b>0,57</b>	<b>0,46</b>

**Tabla 4 Errores cometidos en ensayos sin carga con entrada sinusoidal**

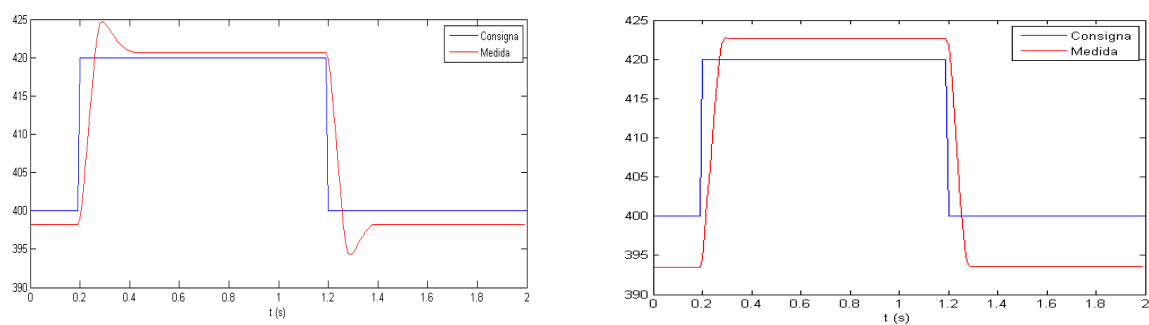
50-30-400	50-50-400	50-50-400	350-500-400	MEDIA	DESVEST
<b>1,30</b>	0,81	0,82	0,65	<b>0,89</b>	<b>0,28</b>

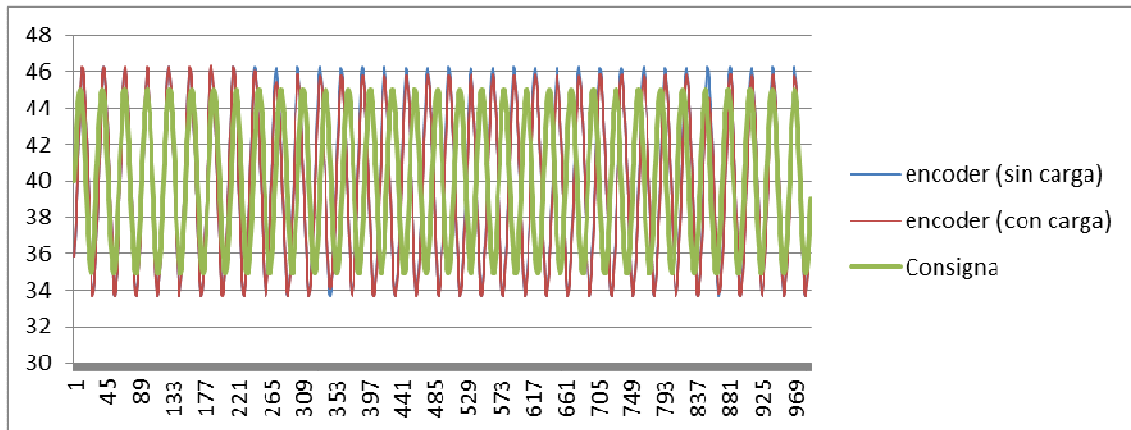
**Tabla 5 Errores cometidos en ensayos con carga con entrada sinusoidal**

e10-400	e-20-200-200	e20-200-400	e100-200-400	MEDIA	DESVEST
<b>0,06667</b>	0,15	0,15	0,2	<b>0,14</b>	<b>0,06</b>

**Tabla 6 Errores cometidos en ensayos sin carga con entrada de escalón**

e-20-200-200	e-20-200-400	e-100-200-400	e-100-200-400	MEDIA	DESVEST
<b>0,14167</b>	0,14167	0,18333	0,13333	<b>0,15</b>	<b>0,02</b>

**Tabla 7 Errores cometidos en ensayos con carga con entrada de escalón****Figura 6-1 Ensayos realizados con carga y sin carga (e20-200-400)**

**Diseño de una plataforma de cinemática paralela y fabricación de uno de sus actuadores****Figura 6-2 Ensayos realizados con carga y sin carga (50-30-400)**

*Diseño de una plataforma de cinemática paralela y fabricación de uno de sus actuadores*

## 7 Conclusiones y trabajo futuro

En el presente proyecto se ha diseñado y desarrollado el modelo cinemático en SIMMECHANICS (MATLAB) de una plataforma Stewart de cinemática paralela para la emulación del movimiento del caballo. A partir de dicho modelo se ha realizado la simulación de movimiento en MATLAB para obtener los parámetros necesarios para el diseño y desarrollo de los actuadores que conforman dicha plataforma Stewart.

Del mismo modo, a partir de los datos de la simulación se ha diseñado, desarrollado, y fabricado uno de los actuadores electromecánicos que forman parte de la plataforma de movimiento. El movimiento de dicho actuador electromecánico se ha conseguido mediante el desplazamiento de un vástago guiado por una chaveta a lo largo de un husillo trapecial que gira conectado a un motor. Cabe destacar que se ha diseñado y fabricado el actuador con husillo trapecial de tal forma que **la velocidad de funcionamiento nominal 3200 rpm está muy por debajo de la velocidad crítica para que entre en resonancia el mismo (15984 rpm)**; de forma adicional, **no hay riesgo de que pandee el mismo**, ya que en el peor de los casos cada actuador se cargaría con 60Kg, en el caso en que la carga total se repartiera sólo en tres de los actuadores, y con un factor de seguridad de 1.5, mientras que la fuerza para que exista pandeo es de 440 Kg.

**Cabe destacar que en la realización de los ensayos se ha conseguido que el vástago se desplace a una velocidad máxima de aproximadamente 150 mm/s y pueda vencer la resistencia que ofrece la carga de 30 Kg**, correspondiente a un sexto de la carga total y aplicando un factor de seguridad de 1.5. Sin embargo, con el control en bucle abierto se observó que a altas velocidades del vástago, aparecía un ruido excesivo y un deslizamiento del vástago, mientras que con el control en bucle cerrado se palió el problema del desplazamiento no deseado y sólo se observó un chirrido.

Por lo tanto, **se ha diseñado y fabricado el actuador cumpliendo con las solicitaciones cinemáticas y dinámicas impuestas por el modelo.**

Se han realizado ensayos en bucle abierto y en bucle cerrado, con carga y sin carga para determinar el error de posicionamiento del actuador, siendo éste un error medio de aproximadamente 0.57mm con una desviación estándar de 0.46mm en vacío y con entrada sinusoidal, 0.89mm con una desviación típica de 0.28mm bajo actuación de carga y con entrada sinusoidal; y en el caso de ensayos con entrada de escalón, el error en vacío es de 0.14mm con una desviación de 0.06mm, mientras que en ensayos bajo carga el error promedio fue de 0.15 y una desviación de 0.02mm.

Para mejorar la precisión de posicionamiento del vástago y solucionar el problema del ruido excesivo debido a la fricción y al rozamiento, se ha propuesto el diseño de un actuador con un husillo a bolas y con configuración de rodamientos de doble hilera en oposición para disminuir el juego de los rodamientos y para evitar que las bolas del rodamiento tiendan a escaparse de la pista, cuando el actuador esté funcionando a altas velocidades.

***Diseño de una plataforma de cinemática paralela y fabricación de uno de sus actuadores***

Este proyecto deja abierto para el futuro la fabricación del actuador con husillo a bolas y rodamientos de doble hilera en oposición, y la realización de los ensayos para comprobar que se ha mejorado el posicionamiento del vástago, y se ha solucionado el problema del ruido a altas velocidades, amplitudes y frecuencias de la señal elevadas. Por otro lado, se podría mejorar el control de dicho actuador ajustando más la ganancia e introduciendo un regulador PID en vez de uno proporcional.

Adicionalmente se podría realizar el ensayo de caracterización del actuador para determinar posteriormente el error de posicionamiento del actuador, la incertidumbre de posicionamiento del vástago, repetibilidad y juego, etc.

De forma análoga, queda como trabajo futuro y más ambicioso la fabricación de la plataforma Stewart con los 6 actuadores, que implica el control sincronizado de los mismos para seguir una determinada trayectoria, comprobar el posicionamiento de la misma realizando un ensayo de caracterización para determinar su error de posicionamiento, la incertidumbre de posicionamiento, etc.

Como punto último, pero no por ello menos importante, el error de posicionamiento de los actuadores puede derivar sobre la futura plataforma en una mala sincronización del movimiento de los actuadores, dando lugar a un posible bloqueo de los mismos, originándose tensiones adicionales. Por lo tanto, es muy importante que en la plataforma definitiva se reduzca dicho error para evitar situaciones no deseadas de bloqueo del movimiento, tensiones, etc.

*Diseño de una plataforma de cinemática paralela y fabricación de uno de sus actuadores*

## 8 Bibliografía

---

- <sup>1</sup> Hornáček K.: Basal MD Though Overlooked Factors Affecting Posture in Therapeutic Riding.
- <sup>2</sup> Strauss I.: Fitness and Sports Medicine. Hippotherapy. Ontario: Ontario Therapeutic Riding Association, 1995.
- <sup>3</sup> Kajioka T.: Effect of Acute Exercises Using Exercising Machine on Glucose Metabolism. The 58th Annual Meeting of the Japanese Society of Physical, 2003.
- <sup>4</sup> Liptak G.S.: Complementary and alternative therapies for cerebral palsy. Mental Retardation and Developmental Disabilities Research Reviews, 2005; 11(2): 156-63.
- <sup>5</sup> Benda W., McGibbon N.H., Grant K.L.: Improvements in muscle symmetry in children with cerebral palsy after equine-assisted therapy (hippotherapy). The Journal of Alternative Complementary Medicine, December 2003; 9(6): 817-25.
- <sup>6</sup> Sterba J.A.: Does horseback riding therapy or therapist-directed hippotherapy rehabilitate children with cerebral palsy? Developmental Medicine & Child Neurology, January 2007; 49(1): 68-73.
- <sup>7</sup> Shinomiya Y., Ozawa T., Hosaka Y., Shuoy-u W., Ishida K, Kimura T.: Development and Physical Ikaining Evaluation of Horseback Riding Therapeutic Equipment. IEEE/ASME International Conference on Proceedings, July 2003; 1239 - 1243 vol.2.
- <sup>8</sup> Sato M., Terajima M., Ojika T., Kijima R., Kobayashi T., Inoue Y., Hashimoto K.: Development of Horse-Riding Simulator by "Karakuri" Technique. Proceedings of International Conference on Virtual System and Multimedia 1999, 99: 98-106.
- <sup>9</sup> Tadokoro S., Murao Y., Hiller M., Matsushima T., Murata R., Kohkawa H.: A Motion Base with 6 Degrees of Freedom by Parallel Cable Drive Architecture. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2002; 115-123.
- <sup>10</sup> Stewart D.: A Platform with Six Degrees of Freedom: A new form of mechanical linkage which enables a platform to move simultaneously in all six degrees of freedom developed by Elliott-Automation. Aircraft Engineering and Aerospace Technology, 1966; 180(1): 371-86.
- <sup>11</sup> Shinomiya Y., Nomura J., Yoshida Y., Kimura T.: Horseback Riding Therapy Simulator with VR Technology. In Proc. of the ACM Symp. Virtual Reality Software and Technology (Lausanne, Switzerland). VRST '97. ACM, New York, NY; 1997:9-14.
- <sup>12</sup> Shinomiya Y.: A study about the continuous passive motion technology applying to the therapeutic exercise machine, 2004.

***Diseño de una plataforma de cinemática paralela y fabricación de uno de sus actuadores***

- 
- <sup>13</sup> Shinomiya Y., Nomura J., Yoshida Y., Kimura T.: Horseback Riding Therapy Simulator with VR Technology. In Proc. of the ACM Symp. Virtual Reality Software and Technology (Lausanne, Switzerland). VRST '97. ACM, New York, NY; 1997:9-14.
- <sup>14</sup> Merlet J.P.: Parallel robots, 2006.
- <sup>15</sup> García-Sanz M., Motilva M.: Herramientas para el estudio de robots de cinemática paralela: simulador y prototipo experimental, 2005.
- <sup>16</sup> Aracil R., Saltarén R.J., Sabater J.M., Reinoso O.: Robots Paralelos: Máquinas con un Pasado para una Robótica del Futuro, 2006.
- <sup>17</sup> Kijima R., Kouno M., Hashimoto K., Jiang Y., Aoki T., Ojika T.: Karakuri Horse Riding Therapy. Proc of the 8th International Conference on Rehabilitation Robotics 2003, 278-281.
- <sup>18</sup> Sato M., Terajima M., Ojika T., Kijima R., Kobayashi T.: Development of horse-riding simulator by “Karakuri” technique. Proceedings of International Conference on Virtual System and Multimedia 1999, 99:98-106.
- <sup>19</sup> <http://shop.panasonic.com/shop/model/EU6441A>
- <sup>20</sup> Kubota M., Nagasaki M., Tokudome M., Shinomiya Y., Ozawa T., Sato Y.: Mechanical horseback riding improves insulin sensitivity in elder diabetic patients, 2006
- <sup>21</sup> Tadokoro S, Murata R, Matsushima T, Y. Murao, H. Kohkawa, M.Hiller. A Motion Base with 6 Degrees of Freedom by Parallel Cable Drive Architecture
- <sup>22</sup> Plessis L.J. Review of Stewart platforms. 1999
- <sup>23</sup> Zhang B.: Design and implementation of a 6 DOF parallel manipulator with passive force control, 2005.
- <sup>24</sup> Pritschow G.: Parallel Kinematic Machines (PKM) - Limitations and New Solutions, 2000.
- <sup>25</sup> García-Sanz M., Motilva M.: Herramientas para el estudio de robots de cinemática paralela: simulador y prototipo experimental, 2005.
- <sup>26</sup> Anderson E.H., Cash M.F., Hall J.L., Pettit G.W.: Hexapods for precision motion and vibration control, 2004.
- <sup>27</sup> Catálogo de rótulas y cabezas de articulación SKF.
- <sup>28</sup> Proyecto de fin de carrera: “Implementación de sistema de actuación del simulador CESNA”, 2009.
- <sup>29</sup> <http://www.mathworks.nl/company/newsletters/articles/creating-a-stewart-platform-model-using-SimMechanics.html>

***Diseño de una plataforma de cinemática paralela y fabricación de uno de sus actuadores***

---

<sup>30</sup> Andrés D.. Diseño de una plataforma robótica paralela de 6 dof para asistente quirúrgico en cirugías de reconstrucción cráneo-facial, 2010.

<sup>31</sup> [http://www.mecapedia.uji.es/catalogos/tornillo\\_de\\_potencia/tecnopower.1.pdf](http://www.mecapedia.uji.es/catalogos/tornillo_de_potencia/tecnopower.1.pdf)

<sup>32</sup> <http://www.baiz.net/es/conceptoestandar.html>

<sup>33</sup> Marco Estruc J.: Proyecto de fin de carrera: “Control con FPGA de actuador lineal para emulador de hipoterapia”, 2012.

<sup>34</sup> [http://www.emc-technologie.de/de/images/m\\_element/bsd/pdfs/all\\_pdf\\_nf.pdf](http://www.emc-technologie.de/de/images/m_element/bsd/pdfs/all_pdf_nf.pdf)

<sup>35</sup> [http://www.korta-sa.com/catalogo/pdf/korta\\_c\\_tecninco.pdf](http://www.korta-sa.com/catalogo/pdf/korta_c_tecninco.pdf)